

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto técnico previo a la obtención del título de
“INGENIEROS MECÁNICOS”

TEMA:

ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL
PROCESO DE CONDENSACIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA CON
VENTILADORES AXIALES EN REFRIGERADORES DOMÉSTICOS DE
HASTA 500 LITROS DE CAPACIDAD

AUTORES:

LUIS DARIO HERNÁNDEZ REVELO
CHRISTIAN ANDRES LOBATO CAMPOVERDE

TUTOR:

LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, septiembre del 2020

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Luis Darío Hernández Revelo y Christian Andres Lobato Campoverde, con documentos de identificación N° 1713734018 y N° 1722748215 , manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que somos autores del trabajo de titulación intitulado: ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA CON VENTILADORES AXIALES EN REFRIGERADORES DOMÉSTICOS DE HASTA 500 LITROS DE CAPACIDAD, mismo que se ha desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Luis Darío Hernández Revelo

C.I. 1713734018



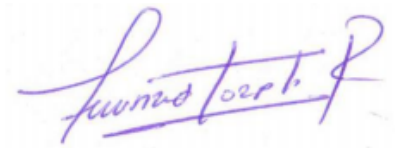
Christian Andres Lobato Campoverde

C.I. 1722748215

Quito, septiembre del 2020

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL TUTOR

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN MEDIANTE FLUENT DE ANSYS DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA CON VENTILADORES AXIALES EN REFRIGERADORES DOMÉSTICOS DE HASTA 500 LITROS DE CAPACIDAD”, realizado por Luis Darío Hernández Revelo y Christian Andres Lobato Campoverde, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.



Luis Fernando Toapanta Ramos

C.I. 1721113759

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación dedico primeramente a Dios por hacerme llegar a este punto de mi vida con gratitud y salud, también a mi madre Rosario Revelo quien ha sido mi apoyo incondicional haciendo un inmenso sacrificio moral y económico para brindarme la posibilidad de tener una educación digna para llegar hacer un profesional responsable y de esta forma lograr tener un estilo de vida digno.

A mis hermanos Andrea y Paúl quienes han sido unas personas importantes para poder llegar hasta aquí brindándome todo su apoyo moral, y demostrando que con amor y sacrificio se puede lograr todos nuestros objetivos.

Luis Darío Hernández Revelo

A Dios en primer lugar que es mi fuerza y soporte, a mis padres Fausto Lobato y Jenny Campoverde quienes me han apoyado en todos los aspectos sin importar nada, este logro es de ustedes mi pilar fundamental para ser quien soy gracias.

A mis hermanos Ricardo, Anthony, Néstor no se olviden nunca que con esfuerzo y dedicación todo es posible que esto sea motivación para ustedes, a mi familia en general que me dan fuerzas y ánimo en todo momento, gracias.

Christian Andres Lobato Campoverde

AGRADECIMIENTO

Agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana por haberme permitido cumplir mi objetivo en mi vida académica, gracias por permitirme conocer grandes personas durante este trayecto, a mis compañeros de curso que desde el inicio de esta travesía siempre nos apoyamos los unos a los otros, la institución ha sido mi segundo hogar donde gracias a los docentes que han sido nuestros guías para poder conocer sobre nuestra prestigiosa carrera.

A toda mi familia que siempre estuvo pendiente durante este proceso y siempre me estuvo apoyando moralmente.

A mi tutor Ing. Fernando Toapanta ya que gracias a él estamos cumpliendo con nuestro proyecto de grado, gracias por guiarnos y brindarnos todos sus conocimientos para poder culminar con los mejores éxitos.

Luis Darío Hernández Revelo

A todas las personas que me han prestado su apoyo durante esta etapa de mi vida gracias, a los docentes que con sus enseñanzas supieron guiar mi camino y en especial a mis compañeros con los cuales hemos transitado esta etapa, que la amistad y el compañerismo nunca se pierda.

Agradecimiento en especial a nuestro tutor el Ing. Fernando Toapanta, quien nos ha guiado en la elaboración de nuestro trabajo de titulación y desearle muchos éxitos en su carrera.

Christian Andres Lobato Campoverde

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I.....	5
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS GENERALES DE LOS CONDENSADORES EN LOS REFRIGERADORES DOMÉSTICOS	5
1.1. Estado del arte	5
1.2. Aspectos generales	7
1.2.1 Refrigerador	7
1.2.2 Refrigerador doméstico	8
1.2.3 Refrigerante.....	8
1.2.4 Condensación	10
1.2.5 Condensador.....	10
1.2.5.1 Condensadores enfriados por aire	11
1.2.6 Ventiladores	11
1.2.6.1 Ventiladores axiales	12
1.2.7 Métodos de transferencia de calor.....	13
1.2.7.1 Conducción de calor.....	13
1.2.7.2 Convección.....	14
1.2.7.3 Radiación.....	15
1.2.8 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	15
1.2.9 CFD ANSYS Fluent.....	17
1.3 Conclusiones del capítulo	18
CAPÍTULO II	19
ESTUDIOS PRELIMINARES DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA.....	19
2.1 Variables y condiciones de funcionamiento	19
2.2 Transferencia de calor	20
2.2.1 Mecanismos de transferencia de calor	21
2.2.1.1 Calor cedido por conducción	21
2.2.1.2 Calor cedido por convección.....	21

2.2.1.3 Calor cedido por radiación	22
2.3 Coeficiente global de transferencia de calor total	22
2.4 Análisis térmico	24
2.4.1 Calor cedido en el condensador	24
2.4.2 Conducción de transferencia de calor	25
2.4.3 Coeficiente de convección de transferencia de calor	26
2.4.4 Número de Reynolds.....	26
2.4.5 Número de Prandtl	27
2.4.6 Número de Nusselt.....	27
2.4.7 Número de Grashof	28
2.5 Análisis de transferencia de calor	28
2.5.1 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)	29
2.6 Análisis ventilador	30
2.7 Dimensionamiento del serpentín.....	32
2.8 Coeficiente de rendimiento	32
2.9 Conclusiones del capítulo	33
CAPÍTULO III.....	34
ANÁLISIS DE DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DEL CONDENSADOR HELICOIDAL CON R600a.....	34
3.1 Elección de tubería para el condensador	34
3.2 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)	35
3.3 Flujo volumétrico.....	36
3.4 Flujo másico	37
3.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo interno.....	37
3.5.1 Número de Reynolds.....	37
3.5.2 Número de Prandtl	37
3.5.3 Número de Nusselt.....	38
3.5.4 Coeficiente convectivo interno de transferencia de calor	38

3.6 Balance de energía	39
3.6.1 Transferencia de calor en estado gaseoso	39
3.6.2 Transferencia de calor en estado líquido.....	39
3.6.3 Transferencia de calor por calor latente	40
3.6.4 Transferencia total de calor	40
3.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo externo por convección natural	40
3.7.1 Número de Rayleigh	41
3.7.2 Número de Nusselt.....	41
3.7.3 Coeficiente convectivo externo de transferencia de calor.....	42
3.8 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo externo por convección forzada.....	42
3.8.1 Cálculo de la velocidad del ventilador	43
3.8.2 Número de Reynolds.....	44
3.8.3 Número de Nusselt.....	44
3.8.4 Coeficiente convectivo externo de transferencia de calor.....	45
3.9 Coeficiente global de transferencia de calor	45
3.10 Dimensionamiento serpentín del condensador.....	46
3.11 Cálculo del coeficiente rendimiento COP	47
3.12 Índice de eficiencia de la energía (EER)	48
3.13 Conclusiones del capítulo	48
CAPÍTULO IV	49
SIMULACIÓN Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	49
4.1 Geometría del condensador.....	49
4.1.1 Diseño del condensador	49
4.2 Parámetros de malla	50
4.3 Modelos que intervienen en la simulación.....	51
4.4 Aplicación de Modelos	52

4.4.1 Ecuación de la continuidad	52
4.4.2 Ecuación de conservación de momento	52
4.4.3 Ecuación de conservación de la energía.....	53
4.4.4 Ecuación del área de concentración interfacial	53
4.4.5 Modelo de condensación.....	53
4.5 Simulación ANSYS fluent	54
4.6 Conclusiones del capítulo	66
CONCLUSIONES GENERALES	67
RECOMENDACIONES GENERALES.....	68
BIBLIOGRAFÍA.....	69

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ciclo de refrigeración	8
Figura 2. Clasificación de los refrigerantes	9
Figura 3. Modos de condensación. a) Condensación en película. B) Condensación en gotas.....	10
Figura 4. Condensador enfriado por aire forzado.	11
Figura 5. Ventilador axial.	12
Figura 6. Representación en coordenadas T-s del ciclo de refrigeración por compresión de vapor	16
Figura 7. Representación de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [43].	16
Figura 8. Visualización de un intercambio de calor.....	17
Figura 9. Esquema de un refrigerador doméstico.	19
Figura 10. Resistencias térmicas en cilindros	23
Figura 11. Tubería de cobre	34
Figura 12. Geometría del Condensador.	50
Figura 13. Mallado del condensador.....	50
Figura 14. Convergencia del mallado para el condensador.	51
Figura 15. Convección natural.	55
Figura 16. Convección forzada.	55
Figura 17. Temperatura del flujo de aire a través del condensador.	56
Figura 18. Flujo de aire a través del condensador.....	56
Figura 19. Geometría de 8 espiras convección natural.	58
Figura 20. Geometría de 11 espiras convección natural.	58
Figura 21. Geometría de 17 espiras convección natural.	59
Figura 22. Geometría de 20 espiras convección natural.	59
Figura 23. Gráfica comparativa de temperaturas en el proceso de convección natural.....	60
Figura 24. Geometría con 8 espiras convección forzada.	61
Figura 25. Geometría con 11 espiras convección forzada.	61
Figura 26. Geometría con 17 espiras convección forzada.	62
Figura 27. Geometría con 20 espiras convección forzada.	62
Figura 28. Geometría con 20 espiras convección forzada.	63
Figura 29. Comparativa de la geometría de 14 espiras.	64

Figura 30. Grafica Temperatura Vs Numero de espiras.	65
Figura 31 Vapor volumen fracción en la geometría de 14 espiras.....	65
Figura 32. fracción volumétrica fase liquida vs Número de espiras.	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Conductividad térmica de diversos materiales.....	14
Tabla 2. Valores típicos de coeficientes de películas.....	15
Tabla 3. Parámetros para la geometría del condensador.....	35
Tabla 4. Propiedades termo físicas del R600a.	35
Tabla 5. Propiedades del aire a 23,5 °C	41
Tabla 6. Características técnicas del ventilador axial	42
Tabla 7. Propiedades del aire a 18,5°C.	43
Tabla 8. Datos Previos a la simulación	54
Tabla 9. Variación en la geometría del condensador	57

RESUMEN

El propósito de este estudio es mostrar la elaboración del diseño térmico para el condensador en refrigeradores domésticos, el cual se prestará para un proceso de convección forzada y natural, el análisis se lo realizó de dos formas, numérico y simulado mediante el software Ansys, el fluido de trabajo que se empleó fue el refrigerante R600a. En la metodología, se dio un enfoque cuantitativo debido a que presta una serie de pasos secuenciales respecto al funcionamiento del condensador. Se da apertura con el estudio de las condiciones de borde para el condensador, para posterior definir el diseño geométrico y evaluar el comportamiento térmico del mismo. La geometría helicoidal es idónea para el funcionamiento del condensador, en la simulación aplicando los modelos matemáticos adecuados y utilizando la correlación propuesta por el software para definir la fase del fluido, obteniendo así resultados de alta confiabilidad. En los análisis obtenidos reflejan que 14 es el número adecuado de espiras para el condensador, en el proceso de convección forzada se evidenció que en el cambio de fase el refrigerante sale en un 95% en estado líquido, mientras que en una convección natural el cambio de fase del refrigerante solo llegó a un 59%, cabe recalcar que la presión de trabajo utilizada fue de 579.7 kPa para los dos casos, también se evidencia un aumento en la eficiencia del condensador siendo superior al 50%

Palabras claves: Condensador, CFD, convección forzada, R600a

ABSTRACT

The purpose of this study is to show the development of the thermal design for the condenser in domestic refrigerators, which will lend itself to a forced and natural convection process, the analysis was carried out in two ways, numerical and simulated using the Ansys software, the The working fluid used was R600a refrigerant. In the methodology, a quantitative approach was given because it provides a series of sequential steps regarding the operation of the capacitor. An opening is given with the study of the edge conditions for the condenser, to later define the geometric design and evaluate its thermal behavior. The helical geometry is ideal for the operation of the condenser, in the simulation applying the appropriate mathematical models and using the correlation proposed by the software to define the fluid phase, thus obtaining highly reliable results. The analyzes obtained show that 14 is the appropriate number of turns for the condenser, in the forced convection process it was evidenced that in the phase change the refrigerant exits 95% in liquid state, while in a natural convection the change The phase of the refrigerant only reached 59%, it should be noted that the working pressure used was 579.7 kPa for both cases, an increase in the efficiency of the condenser is also evidenced, being greater than 50%

Keywords: Condenser, CFD, forced convection, R600a

ANTECEDENTES

Planteamiento del problema

El principal problema de estudio se genera en el condensador de los refrigeradores domésticos, el cual reduce su eficiencia debido a la acumulación de residuos en su superficie generados por la circulación del aire en el ambiente, dificultando que se cumpla con la función del cambio de fase del refrigerante en el ciclo de refrigeración.

En cuanto al diseño de un refrigerador con proceso de condensación no forzada sus dimensiones tienden a ser grandes debido a que necesita una mayor área de transferencia de calor esto hace que se reduzca las dimensiones del espacio a refrigerar y aumente su peso.

Otra problemática que existe en estos dispositivos de refrigeración es la capacidad de enfriamiento en una condensación no forzada pues depende netamente de la temperatura a la que circula el aire, si esta temperatura es elevada genera un sobrecalentamiento de operación del ciclo si la temperatura es baja puede generar una baja presión de descarga.

Encontrar la velocidad ideal para el funcionamiento del ventilador para obtener una temperatura de operación con el fin de evitar las altas temperaturas y bajas temperaturas previniendo cualquier daño en el sistema.

El uso de un refrigerante que causa daño en el medio ambiente es un problema común en el área de la refrigeración ya que en la actualidad se sigue utilizando en gran porcentaje los HFC (Hydro Fluoro Carbono) por las industrias. Aunque diferentes reglamentos y estatutos de diferentes organizaciones ambientales están tratando de eliminarlos gradualmente, se espera que para el 2030 ya no estén en el mercado.

Justificación del problema

En la actualidad la industria de la refrigeración está implementado la utilización de ventiladores axiales en el condensador generando una convección forzada y mejorando la transferencia de calor dando como resultado el aumento de la eficiencia de los refrigeradores domésticos

Para realizar el rediseño de un refrigerador casero es necesario analizar la parte a modificar y verificar si las nuevas innovaciones presentan una mejora sustancial al sistema es así como con la presencia de un ventilador axial como parte de una innovación en el condensador ayudaría en la reducción del área de transferencia de calor ya que no dependería de una convección natural, dando como resultado la reducción espacio utilizado por el condensador.

El efecto producido por el cambio de una convección natural por una convección forzada sería positivo ya que no se dependería de unas variables que no se controlan (Temperatura ambiente, velocidad del aire.). Con la convección forzada bastaría con una configuración adecuada del ventilador para obtener una corriente de aire uniforme.

Objetivos generales y específicos

Objetivo general

Analizar y simular mediante Fluent de ANSYS el proceso de condensación por convección forzada con ventiladores axiales en refrigeradores domésticos de hasta 500 Litros de capacidad.

Objetivos específicos

- Analizar el proceso de condensación por convección forzada en un sistema de refrigeración doméstica utilizando ventiladores axiales.
- Evaluar de forma analítica y numérica el COP de un refrigerador doméstico de hasta 500 Litros de capacidad con la modificación del condensador.
- Simular mediante Fluent de ANSYS el proceso de condensación por convección forzada del sistema de refrigeración doméstica con R600a.
- Analizar comparativamente los resultados obtenidos en el condensador con y sin las respectivas modificaciones.

INTRODUCCIÓN

En principio se revisarán hechos históricos de carácter científico desarrollados por diferentes autores evidenciando resultados los cuales prestan sirven como base de este estudio. Se realizará una investigación la cual proveerá datos referentes a los tipos de condensadores con los que cuenta el mercado, ya sea para el ámbito tanto industrial como doméstico, esto con el fin de tener una idea para la modificación aplicada en los refrigeradores del sector doméstico. Por otro lado, se realizará un análisis que detallara el comportamiento del fluido de trabajo (R600a) el cual ha sido escogido por su bajo nivel de contaminación ambiental.

Seguidamente se plantea un estudio para la obtención de las variables que participan en el mecanismo de transferencia de calor, en el proceso de condensación con las propiedades del refrigerante R600a, esto ayudara para la determinación del adecuado dimensionamiento del serpentín del condensador.

Asimismo, se plantea entender y conocer el funcionamiento del condensador tipo helicoidal con el fluido frigorígeno en estudio. Para esto se ha previsto desarrollar matemáticamente los respectivos números adimensionales que permitirán conocer el efecto convectivo en la transferencia de calor tanto para la convección forzada como convección natural, teniendo más énfasis en la convección forzada.

Para el análisis numérico, uno de los mecanismos más utilizados en la actualidad es la simulación correspondiente a la dinámica de fluidos computacional, por medio de fluent de ANSYS el cual permitirá conocer el comportamiento termodinámico del refrigerante R600a, además de mostrar diversas soluciones computacionales posibles sin recurrir a la experimentación.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS GENERALES DE LOS CONDENSADORES EN LOS REFRIGERADORES DOMÉSTICOS

En este capítulo se detalla el principio de funcionamiento de un refrigerador doméstico, cuáles son las partes principales, el ciclo por el cual se rige su funcionamiento y de una manera específica se presenta un estudio de los condensadores y que efectos generan en el refrigerador doméstico si se realizan algunas variaciones en el mismo.

A demás, se presenta el estudio del condensador y de los métodos por los cuales se realiza algún tipo de intercambio de calor con el ambiente, este intercambio de calor produce en un refrigerador el cambio de fase del fluido frigorígeno encargado de la refrigeración que a su vez aportan en el funcionamiento del refrigerador doméstico.

1.1. Estado del arte

Durante el pasar del tiempo la refrigeración ha generado comodidad al ser humano, ha colaborado de manera significativa en el crecimiento de los sectores: industrial, de la construcción, medicina y en especial el alimenticio, dado que presenta un sistema de almacenamiento de alimentos [1]. Todos estos sectores han aportado en el desarrollo social y económico de la población.

En la industria de la refrigeración de alimentos es necesario para su funcionamiento la implementación de un ciclo de refrigeración, en los últimos años se ha fijado como objetivo mejorar dicho ciclo con el fin de obtener una eficiencia más alta, entre las mejoras visibles están la selección de refrigerantes eficientes, el desarrollo de compresores de funcionamiento superior y la optimización en las configuraciones en el ciclo [2],[3],[4].

El equipo necesario para el funcionamiento del refrigerador doméstico según Virgil [5] está compuesto por un motor eléctrico encargado de generar el movimiento en el compresor de gas, condensador, evaporador ambos en forma de serpentín y una válvula de expansión, cabe recalcar que todos estos dispositivos están interconectados por cañerías de cobre formando un circuito cerrado.

El condensador es uno de los componentes fundamentales de los sistemas de refrigeración, la transferencia de calor que se genera por convección y radiación puede disminuir la presión de condensación o aumentar el grado de subenfriamiento, lo que desemboca en una mayor capacidad de enfriamiento [6]. En la actualidad los refrigeradores domésticos utilizan un condensador tipo tubo y alambre [7],[8].

Zhang et al. [6] en su experimento proponen utilizar un condensador en espiral de tubo en tubo, en remplazo del condensador convencional que cuelga de la parte posterior del refrigerador, el mencionado condensador en espiral necesita un ventilador que es el encargado de forzar al aire para que pase a través del condensador originando un intercambio de calor por convección forzada y a su vez enfriando el compresor. Cabe aclarar que, esta experimentación se realizó en base a la investigación realizada por Barbosa y Sigwalt [9] en donde se definieron los parámetros geométricos de un condensador en espiral de tubo en tubo.

En la investigación realizada por Bansal y Chin [7] afirman que, el método de transferencia de calor que domina el condensador de tubo y alambre es la convección natural, ya que contribuye con un 65 % del total de transferencia de calor del proceso de condensación, asimismo proponen dos diseños mejorados para el condensador que tiene que ver con la relación capacidad y peso, el primer diseño presenta un aumento de la capacidad del 3 % y una reducción del peso de 6 % es el segundo diseño el cual presenta mayor optimización tiene una reducción del 8 % en su capacidad y requiere el 66 % del peso actual del condensador.

Para Islam et al. [10] en su investigación aseveran que, el rendimiento del condensador afecta significativamente el desempeño de los equipos de refrigeración, es por eso que, proponen un modelo teórico que mejora el rendimiento del condensador. Esta propuesta consiste en un condensador enfriado por evaporación. Esto se da debido a que se rocía agua en el condensador formando una película de este fluido que al sumar la corriente de aire genera un coeficiente de transferencia de calor más elevado en este caso de $7900 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Otra investigación es desarrollada en base al estudio del condensador evaporativo y su funcionamiento realizado por Hao et al. [11] en la cual concuerdan con el postulado del incremento en el coeficiente de transferencia de calor en estos dispositivos.

La implementación de un ventilador de velocidad variable en el condensador disminuye el consumo de energía y aumenta el coeficiente de rendimiento (COP) del refrigerador [12], la ventaja de la velocidad variable radica en que puede mantener la velocidad bajo control, por lo tanto, puede reducirse el consumo de energía eléctrica en un 10 % evaluando el punto de funcionamiento del ventilador en tiempo real, si se aumenta el número de ventiladores aumenta la superficie de contacto de transferencia de calor [13]. Un factor importante es la corriente de aire que circula a través de un ventilador [14].

1.2. Aspectos generales

Una breve introducción previo al estudio en específico del condensador se presenta a continuación, conocimientos generales producidos a lo largo de la historia que tiene como finalidad la comprensión del lector, buscando obtener un nivel alto de entendimiento de este.

1.2.1 Refrigerador

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos, el fluido de trabajo que se utiliza en estos dispositivos que cumplen el ciclo de refrigeración se denomina refrigerante. El ciclo de refrigeración que con mayor frecuencia se utiliza es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, como se lo muestra en la figura 1, en el cual posee cuatro partes principales: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador [15].

El evaporador absorbe energía, o acepta adición de calor de una región externa, usando un medio de trabajo durante el cambio de fase del refrigerante a baja presión [16].

El compresor es un dispositivo de compresión volumétrica el cual hace circular al refrigerante por todo el circuito. En este punto el refrigerante ingresa al compresor (intercambiador de calor) en fase de vapor sobrecalentado a baja presión y sale del dispositivo como un gas a alta presión y temperatura [17].

El condensador al contrario que el evaporador rechaza calor al medio circundante, mientras el refrigerante fluye por sus serpentines, en esta etapa el refrigerante mantiene su presión, sin embargo, disminuye su temperatura [15], [16].

La válvula de expansión es un dispositivo ubicado entre el condensador y el evaporador cuya función principal es asegurar que el refrigerante disminuya su temperatura asegurando que se encuentre en fase líquida [18].

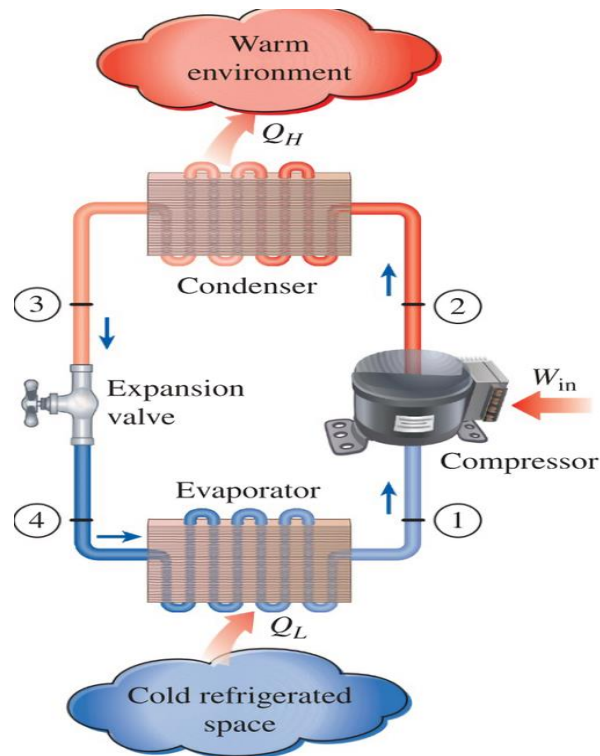


Figura 1. Ciclo de refrigeración [15]

1.2.2 Refrigerador doméstico

Su principal función es la conservación de alimentos perecederos en buen estado por un tiempo mayor. El proceso de refrigeración consiste en mantener un espacio determinado a una temperatura baja, extrayendo energía en forma de calor del espacio a baja temperatura y desechando el calor a un medio circundante de alta temperatura [19].

1.2.3 Refrigerante

Los fluidos refrigerantes son aquellos que aprovechan el cambio de estado para la producción de frío [20]. Hasta los años 90, los refrigerantes más utilizados en los sistemas de refrigeración eran los CFCs (clorofluorocarbonos), Sin embargo, debido a los efectos generados en la capa de ozono se han llegado a una serie de acuerdos internacionales para eliminar el uso de estos [21].

Los hidrocarburos como el propano (R290) o el isobutano (R600a) se vienen empleando habitualmente en pequeños equipos domésticos de refrigeración como frigoríficos o congeladores. De acuerdo con los informes de la Unión Europea, más del 90 % de los nuevos pequeños equipos domésticos emplean algún tipo de hidrocarburo como refrigerante.

Estos fluidos tienen la ventaja de presentar un GWP (Global-Warming Potential) muy bajo (por ejemplo, el GWP del R290, del R600 o del R600a es de solo 3) a la vez que permiten obtener un buen rendimiento energético de las instalaciones que los emplean como refrigerantes, incluso bajo condiciones de elevada temperatura ambiental. Sin embargo, su principal inconveniente es su alta inflamabilidad, que hace peligroso su uso en grandes cantidades y por el que están considerados por el RSIF (Reglamento de seguridad para plantas e instalaciones frigoríficas) como refrigerantes del grupo de seguridad A3 (fluidos de alta inflamabilidad, aunque baja toxicidad), y por el que globalmente se consideran fluidos de baja seguridad (grupo L3). En la figura 2 se muestra la clasificación internacional de los refrigerantes [22].

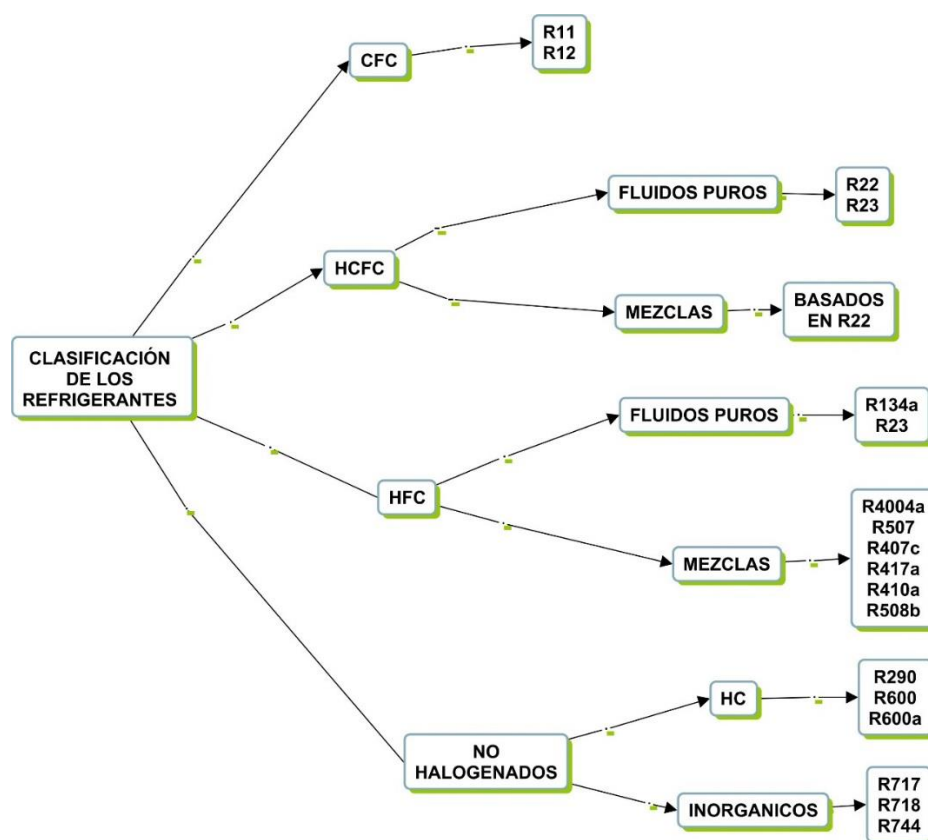


Figura 2. Clasificación de los refrigerantes

1.2.4 Condensación

La condensación es un fenómeno que ocurre cuando un fluido en fase de vapor entra en contacto con una superficie, la misma que se encuentra a menor temperatura que el vapor [23]. Es necesario dar a conocer cuando se presenta una especie de neblina la cual es producto de la condensación del aire que adopta una geometría de gotas este tipo de condensación se conoce como condensación superficial, donde la superficie de la pared en contacto se encuentran a una temperatura inferior a la de saturación, dicha pared entra en contacto con el vapor, y al momento de condensarse este desprende un calor el mismo que es absorbido por la superficie [24].

En la condensación superficial se puede apreciar que al inicio comienza con una condensación por gotas la cual se produce cuando el líquido condensado en forma de gotas van aumentando en dimensión y en número mientras avanza el proceso de condensación, hasta que por el efecto de la gravedad estas se deslizan sobre la superficie [25].

Por otro lado, la condensación en película se da cuando un vapor libre de impurezas, comienza a condensarse sobre una pared y este va aumentando al ir descendiendo por dicha superficie, esto por efecto de la gravedad, como se aprecia en la figura 3 [26].

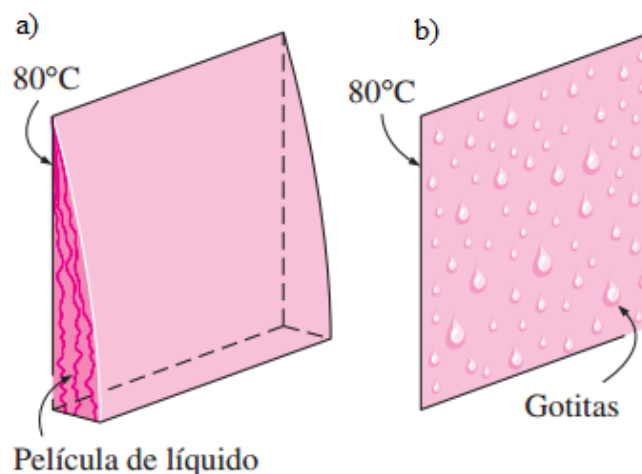


Figura 3. Tipos de condensación. a) Condensación en película. B) Condensación en gotas [27].

1.2.5 Condensador

Existen diferentes tipos de condensadores, los ingenieros basan su selección en su aplicación y en la localización de trabajo, entre los más utilizados están los

condensadores enfriados por aire, condensadores enfriados por agua, torres de enfriamiento y por último los condensadores evaporativos [27].

1.2.5.1 Condensadores enfriados por aire

En los sistemas de enfriamiento la circulación del aire a través de la superficie de intercambio de calor se produce tanto por convección natural como por la acción de un ventilador (convección forzada) como se lo muestra en la figura 4 [28]. Los condensadores enfriados por aire, presentan una relación definida entre el tamaño del condensador y la cantidad de aire circundante. Muchos diseños eficientes presentan una velocidad mínima de aire que producirá flujo turbulento y alto coeficiente de transferencia [29].

Los condensadores enfriados por aire están directamente relacionados con la temperatura del aire que atraviesa por ellos, cabe resaltar que el refrigerante al interior del serpentín de un condensador estándar se condensa normalmente una temperatura de 17 °C, superior a la del aire que pasa por el [30].

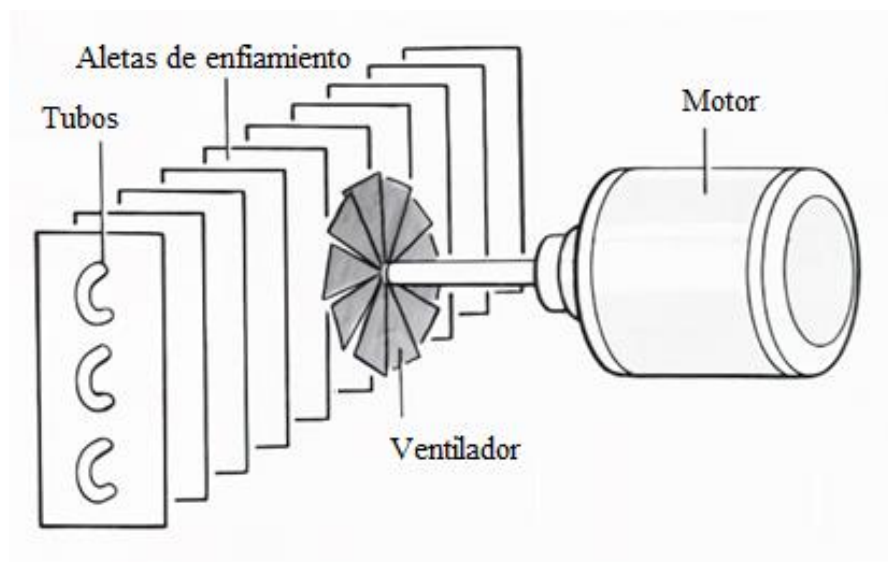


Figura 4. Condensador enfriado por aire forzado [29].

1.2.6 Ventiladores

Son equipos mecánicos cuya principal función es el suministro de energía al aire por medio de un sistema rotatorio de alta velocidad y este a su vez va incrementando la energía cinética del aire [31]. Los ventiladores se dividen en ventiladores axiales y centrífugos [32].

1.2.6.1 Ventiladores axiales

Los ventiladores axiales son los encargados de adicionar energía al aire por que circula por ambiente esto gracias a el movimiento de giro provocado por el conjunto rotatorio [33]. Este tipo de ventiladores, prestan un movimiento al aire, este se realiza conservando la dirección en la cual está el ventilador como se muestra en la figura 5 [34].

Estos ventiladores se usan para mover grandes cantidades de aire en espacios abiertos por ende poseen una eficiencia mecánica alta, que puede llegar hasta 95 %, No obstante la desventaja es que no puede vencer caídas de presión muy elevadas soporta entre 5 y 25 mm H₂O. Para sintetizar la principal aplicación de los ventiladores en general son los extractores o inyectores de aire [34].

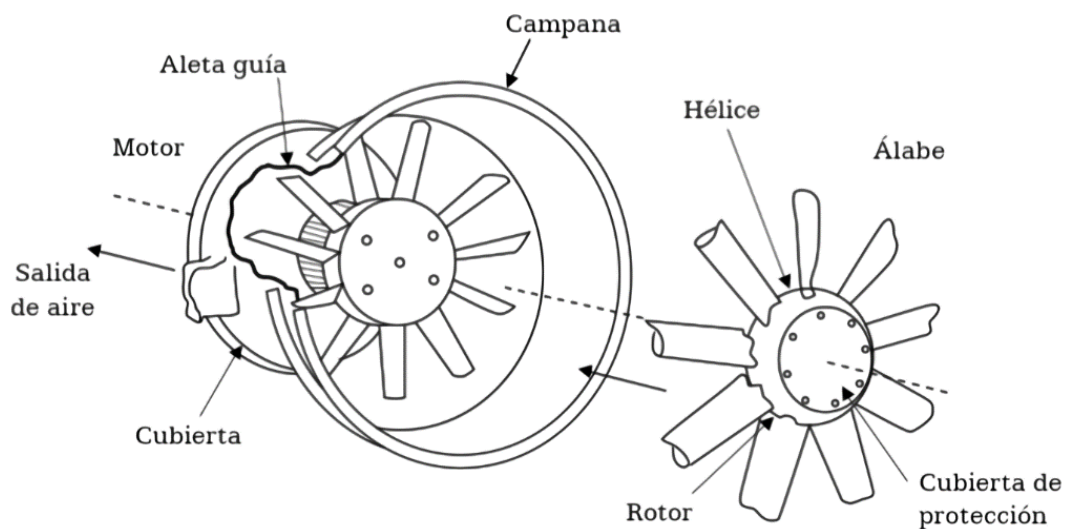


Figura 5. Ventilador axial [35].

En el mercado existen tres tipos básicos de ventiladores axiales: helicoidales, tubulares y tubulares con directrices. Los ventiladores helicoidales básicamente son empleados para mover el aire con poca pérdida de carga en el sistemas de ventilación [36]. Los ventiladores tubulares constan de una hélice de entre 4 y 8 álabes con una sección estrecha, normalmente poseen un perfil aerodinámico [37]. Los ventiladores tubulares con directrices por lo general son ventiladores de alto rendimiento, el objetivo de las directrices de estos ventiladores es hacer desaparecer la rotación preexistente a la entrada del rodete o la adquirida en él [35].

Dentro de los ventiladores axiales se pueden distinguir dos tipos con sus aplicaciones:

- *Ventiladores murales o de pared:* estos ventiladores trabajan a descarga libre, es decir, sin ningún conducto, descargando directamente sobre un espacio abierto [38].
- *Ventiladores tubulares:* poseen un envolvente en forma de tubo cuya función es canalizar el flujo de aire, estos generan un gran caudal de aire con mayor presión [38].

1.2.7 Métodos de transferencia de calor

Cengel [39] definió el calor como la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro, como resultado de la diferencia de temperatura. La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja. La transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura. El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación.

1.2.7.1 Conducción de calor

La conducción es una interacción entre la energía interna de las partículas que se generan al colisionar las partículas, pasando de molécula a molécula, esta comunicación se da de moléculas calientes a moléculas frías, este tipo de transmisión ocurre intermolecularmente [40].

La constante de proporcionalidad entre el flujo de calor y el gradiente de temperaturas se denomina conductividad térmica y depende directamente del tipo de material a través del cual se produce la transmisión de calor. La conductividad térmica representa una propiedad física del material la cual expresa “la mayor o menor facilidad que posee un medio para transmitir el calor por conducción” [41].

En la actualidad se encuentran ya tabulados estos valores de la conductividad térmica para cada material como se puede observar en la tabla 1, lo cual facilita la selección de materiales de acuerdo a la necesidad.

Tabla 1. Conductividad térmica de diversos materiales [42]

Conductividad térmica de algunas sustancias	$W/m. ^\circ C$
Cobre	386
Aluminio	204
Acero inoxidable	15
Concreto	1.4
Vidrio pyrex	1.09
Agua	0.611
Aceite SAE 50	0.145
Freon 12	0.071
Corcho	0.043
Fibra de vidrio	0.038
Poliestireno	0.028
Aire	0.027

1.2.7.2 Convección

Es un mecanismo de transmisión de calor la cual se produce en un fluido debido a la conducción y al movimiento de energía por consecuencia del movimiento del fluido, producido bien de forma natural o por medios mecánico [43]. De forma general existen tres tipos de procesos de convección: convección libre, forzada y con cambio de fase [44].

La constante de proporcionalidad entre el flujo de calor y la diferencia de temperaturas se denomina coeficiente de transmisión de calor por convección o coeficiente de película, este coeficiente no depende en su totalidad del material de la superficie, sino que, existen otros factores como las características del refrigerante, geometría de la pared y la dinámica del fluido [45].

Por estudios ya realizados la tabla 2 presenta una pequeña base de datos que permiten conocer en que rango se encuentra el coeficiente de película de acuerdo con el proceso de convección que se está realizando.

Tabla 2. Valores típicos de coeficientes de películas, h ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) [44]

Proceso	Min	Max
Convección libre en gases	1	25
Convección forzada en gases	15	250
Convección libre en líquidos	50	1000
Convección forzada en líquidos	100	15000
Ebullición de líquidos	2500	25000
Condensación de vapores	5000	100000

1.2.7.3 Radiación

En la radiación, la mayoría de la energía térmica se transforma en energía radiante, muy parecido a lo que sucede en la naturaleza [46]. En esta forma, esta energía radiante es capaz de atravesar largas distancias para posteriormente transformada en calor [46]. Este calor se produce por medio de ondas electromagnéticas con gran magnitud, este fenómeno no necesita un medio físico, lo que quiere decir que se puede mover a través del vacío [47].

1.2.8 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

En el proceso de refrigeración por compresión de vapor, el fluido frigorígeno ingresa al intercambiador de calor (compresor) en estado de vapor saturado y se comprime de forma isentrópica hasta llegar a la presión del condensador [48]. El fluido frigorígeno eleva su temperatura durante el proceso de compresión isentrópica hasta que la temperatura del medio circundante es inferior [48]. Posteriormente el fluido frigorígeno ingresa al intercambiador de calor en fase sobrecalentado y sale como líquido en fase de saturación como resultado de la transferencia de calor hacia el ambiente [48].

El fluido frigorígeno en fase líquido saturado se estrangula hasta la presión del evaporador, todo esto al pasarlo por una válvula de expansión [49]. El fluido frigorígeno desciende su temperatura por debajo del espacio refrigerado [49].

El refrigerante entra al evaporador en estado de mezcla entre vapor y líquido de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo el calor del ambiente refrigerado [49].

El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y regresa en al compresor completando el ciclo como se muestra en la figura 6 [49], [50].

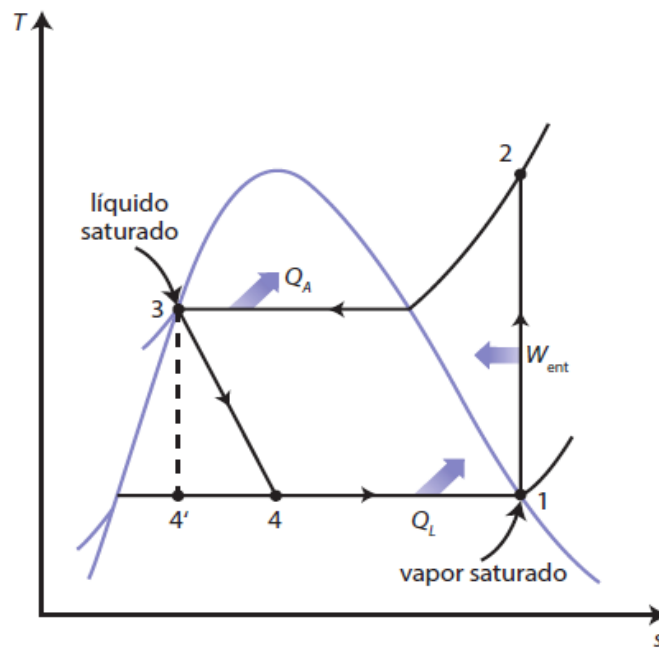


Figura 6. Representación en coordenadas T-s del ciclo de refrigeración por compresión de vapor [43]

Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno real en varios puntos. Entre las diferencias cabe resaltar las irreversibilidades causadas por la fricción y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores en puntos distintos al condensador y al evaporador como se lo demuestra en la figura 7 [51].

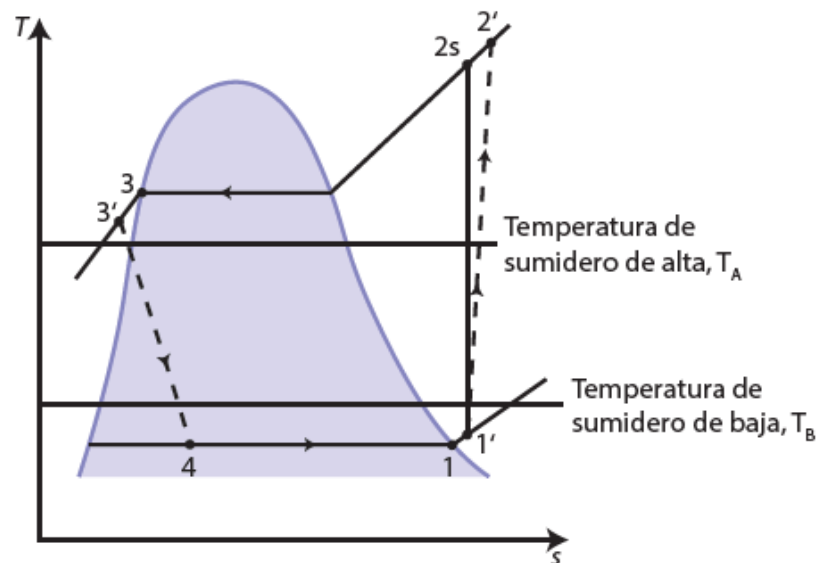


Figura 7. Representación de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [43].

1.2.9 CFD ANSYS Fluent

CFD por sus siglas del inglés, hace referencia a la denominada dinámica computacional de los fluidos la cual consiste en que mediante el empleo de recursos computacionales y de métodos numéricos se puede simular y tratar de resolver todos aquellos inconvenientes que están directamente relacionados con el movimiento de los fluidos, en específico de los fenómenos relacionados como la transferencia de calor [52].

ANSYS ofrece soluciones más perspicaces para una gama más amplia de problemas de gestión térmica. Lo hace al ofrecer solucionadores de física única más potentes junto con la capacidad de unir múltiples solucionadores de física única para proporcionar respuestas precisas a prácticamente cualquier problema térmico. La gestión térmica es una aplicación crítica de dinámica de fluidos computacional (CFD) que se debe acertar, ANSYS le brinda la capacidad de profundizar en el rendimiento térmico a la profundidad que prefiera [53].

ANSYS Fluent es un software serio que va más allá de los resultados cualitativos para ofrecer predicciones cuantitativas precisas de interacciones y compensaciones de fluidos. Si bien ANSYS CFD permite a los analistas experimentados brindar información profunda. Los ingenieros de todos los niveles en diversas industrias obtienen un gran valor del análisis de CFD una muestra de estos se puede apreciar en la figura 8.

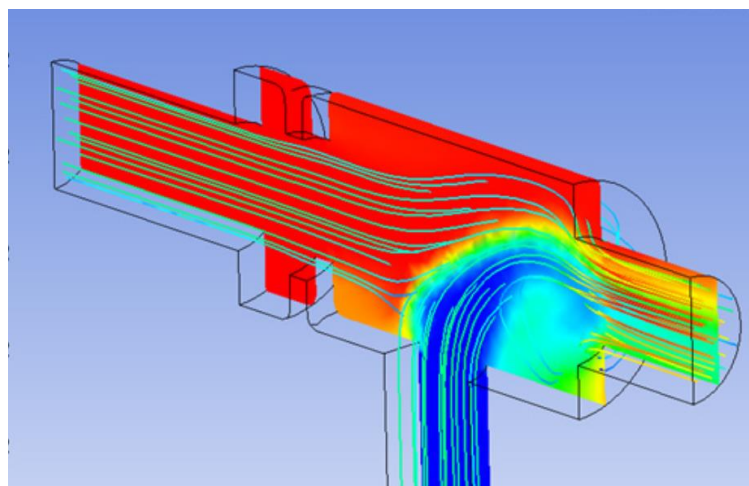


Figura 8. Visualización de un intercambio de calor [47].

1.3 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha recopilado información importante para la comprensión del funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión de vapor el cual es utilizado por los sistemas de refrigeración domésticos, se profundizo en el estudio del condensador y el fluido de trabajo (Refrigerante).

Estudios actuales demuestran que, la modificación realizadas al condensador en su geometría más la inclusión de un ventilador axial aumenta la eficiencia en el ciclo, al no depender de las corrientes de aire circundantes a este.

CAPÍTULO II

ESTUDIOS PRELIMINARES DEL PROCESO DE CONDENSACIÓN POR CONVECCIÓN FORZADA

En el capítulo a continuación se describen los procesos de convección natural y de convección forzada desde una perspectiva ingenieril, para esto se ha previsto utilizar diferentes recursos como la transferencia de calor, termodinámica y la dinámica de los fluidos, con estas herramientas y la aplicación de correlaciones desarrolladas a lo largo de la historia, se busca determinar cuál de los dos procesos presta mejor rendimiento en el refrigerador.

2.1 Variables y condiciones de funcionamiento

Previo al análisis ingenieril es importante presentar un esquema en si del funcionamiento de refrigerador doméstico como lo muestra la figura 9. En donde se puede observar los siguientes componentes: 1. Compresor, 2. Evaporador, 3. condensador, 4. Ventilador, 5. Filtro deshidratador, 6. Regulador.

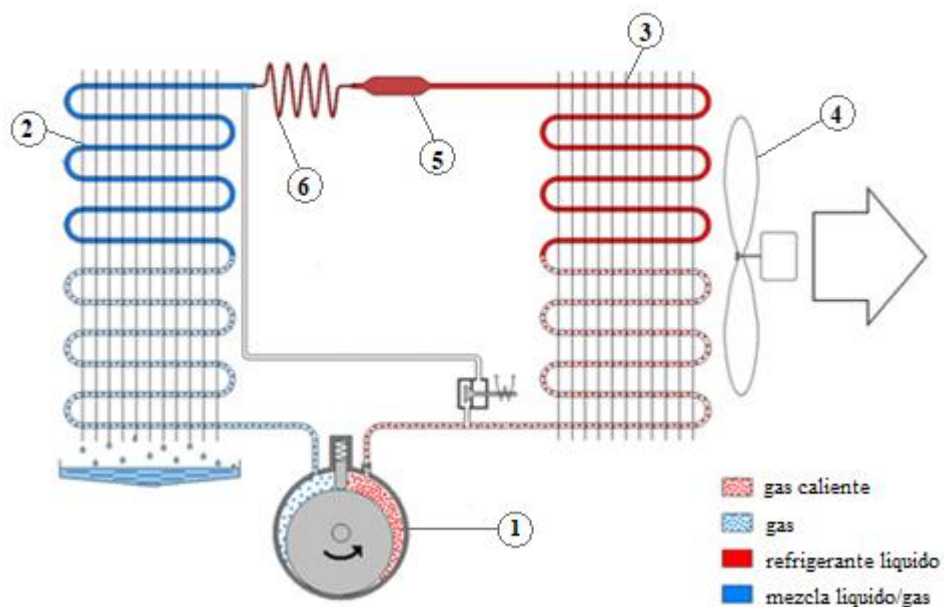


Figura 9. Esquema de un refrigerador doméstico [48].

El ciclo de refrigeración cumple con cuatro procesos fundamentales, sin embargo, este estudio enfatizará en el funcionamiento del condensador, el cual cumple la función de intercambiador de calor disminuyendo la temperatura del fluido que circula por su interior.

2.2 Transferencia de calor

A continuación, se presentan las ecuaciones fundamentales de la transferencia de calor aplicadas al sistema en estudio. El calor cedido por el condensador es ganado por el ambiente cumpliéndose así el equilibrio térmico de los cuerpos, dando como resultado la ecuación (1).

$$Q_{p\acute{e}rdido} = Q_{ganado} \quad (1)$$

Para conocer el calor que cede el condensador debido al diferencial de temperaturas existentes entre el fluido que circula en su interior y el ambiente se puede determinar por la ecuación (2).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2)$$

Donde:

\dot{Q} : Calor cedido al ambiente, [W].

\dot{m} : Flujo másico, [kg/s].

c_p : Calor específico, [kJ/kg C].

ΔT : Diferencial de temperatura, [°C].

Otra forma de determinar el calor cedido por el condensador al ambiente es la ecuación (3), la cual es una variación a la ecuación (2), sin embargo, en esta ecuación interviene otros datos como la entalpía.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (3)$$

Donde:

\dot{Q} : Calor cedido al ambiente, [W].

h_2 : Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador, [kJ/kg].

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador, [kJ/kg].

2.2.1 Mecanismos de transferencia de calor

Es importante conocer que el condensador presenta los tres mecanismos de transferencia de calor, por lo cual es necesario revisar de manera general las ecuaciones correspondientes a cada mecanismo.

2.2.1.1 Calor cedido por conducción

La transferencia de calor por conducción que se da en el condensador ocurre cuando el fluido que cuenta con más energía cede la misma al fluido con menos energía y se la determina con la ecuación (4).

$$Q_{cd} = k \cdot A \cdot \frac{T_1 - T_2}{\Delta L} \quad (4)$$

Donde:

k : Conductividad térmica propia de cada material, [W/m K].

A : Área de transferencia de calor, [m²].

T_1 : Temperatura de interior de la pared del condensador, [K].

T_2 : Temperatura de exterior de la pared del condensador, [K].

ΔL : Espesor de pared del serpentín, [m].

2.2.1.2 Calor cedido por convección

La transferencia de calor convectiva que se presenta en el condensador se debe al choque de las partículas del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado con las

paredes del serpentín, ocasionando en si la transferencia de calor y se la determina con la ecuación (5).

$$\dot{Q}_{cv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (5)$$

Donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección, [W/m² K].

A_s : Área superficial de transferencia de calor, [m²].

T_s : Temperatura exterior de la pared del condensador, [K].

T_{∞} : Temperatura ambiente, [K].

2.2.1.3 Calor cedido por radiación

El calor cedido por el condensador en forma de radiación, se puede o no tomar en cuenta puesto que se considera un fenómeno superficial [54]. Debido a que el material del serpentín es opaco y la radiación generada por la región interior no alcanza la superficie, el cálculo se lo realiza con la ecuación (6).

$$\dot{Q}_{rad} = \xi \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_s^4 - T_{\infty}^4) \quad (6)$$

Donde:

ξ : Factor de emisividad.

σ : constante de Stefan-Boltzmann 5.67×10^{-8} , [W/m² K⁴].

A_s : Área superficial de transferencia de calor, [m²].

2.3 Coeficiente global de transferencia de calor total

Generalizando en el intercambiador de calor se relacionan dos sustancias que fluyen divididas mediante una pared. Al ser el condensador un tipo de intercambiador de calor formado por un serpentín que para el estudio térmico se considera un cilindro, se recomienda utilizar el método de resistencias térmicas en donde se combina los tres mecanismos de transferencia de calor como lo muestra la figura 10.

Si en un condensador helicoidal se trabaja con R600a, como fluido caliente, una pared de cobre que corresponde a la geometría del serpentín y aire como fluido frío. La red de resistencias térmicas más el proceso de transferencia de calor comprende dos tipos de resistencias una por convección y otra por conducción. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por conducción, además algunos efectos de la radiación se los puede añadir en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

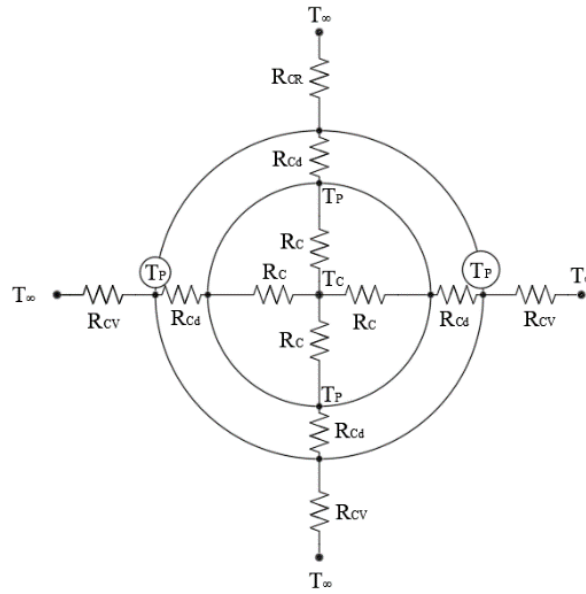


Figura 10. Resistencias térmicas en cilindros

Para la obtención de la resistencia térmica total del serpentín del condensador se aplica la ecuación (7).

$$R_{total} = R_{cv1} + R_{cd} + R_{cv2} \quad (7)$$

Donde:

R_{cv1} : Resistencia de convección interna del cilindro, [K/W].

R_{cd} : Resistencia de conducción generada en la pared del serpentín, [K/W].

R_{cv2} : Resistencia de convección externa del cilindro, [K/W].

Por consiguiente, el coeficiente global de transferencia de calor esta expresado por la ecuación (8):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi \cdot k} + \frac{1}{h_{out}}} \quad (8)$$

Donde:

U : Coeficiente total de transferencia de calor, $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$.

h_{in} : Coeficiente de convección de transferencia de calor interno, $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$.

h_{out} : Coeficiente de convección de transferencia de calor externo, $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$.

r_1 : radio interior del cilindro

r_2 : radio exterior del cilindro

2.4 Análisis térmico

Si la transferencia de calor posee dirección y magnitud, esto produce que la causa de la transferencia térmica conductiva para una dirección específica corresponda al gradiente de temperatura, donde se evidencia el cambio de temperatura con respecto a la distancia [55].

2.4.1 Calor cedido en el condensador

El principio de funcionamiento es igual al de un intercambiador de calor, la única diferencia es que en este proceso da paso a la absorción de calor que se necesite para que el fluido frigorígeno cambie de estado de vapor a líquido y se rige por la ecuación (9).

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (9)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Calor cedido por el condensador, $[\text{W}]$.

\dot{m} : Flujo másico del refrigerante, $[\text{kg}/\text{s}]$.

h_2 : Entalpia del refrigerante a la salida del condensador, $[\text{kJ}/\text{kg}]$.

h_1 : Entalpia del refrigerante a la entrada del condensador, $[\text{kJ}/\text{kg}]$.

Otro método para determinar el calor extraído del refrigerante se produce mediante la transferencia de calor total como se aprecia en la ecuación (10) [56].

$$\dot{Q}_{cond} = A \cdot U \cdot LMTD \quad (10)$$

Donde:

A : Superficie de transferencia de calor, [m²].

U : Coeficiente total de transferencia de calor, [W/m² K].

$LMTD$: Diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos, [K].

2.4.2 Conducción de transferencia de calor

Para el cálculo de calor que se pierde hacia el exterior de forma constante a través de la pared del tubo, se debe tener en cuenta las temperaturas tanto interna como externa de la pared del tubo, además de la resistencia térmica de la capa cilíndrica como se visualiza en la ecuación (11).

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} \quad (11)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond,cil}$: Calor cedido en el condensador cilíndrico, [W].

T_i : Temperatura de la superficie interior del tubo, [°C].

T_e : Temperatura de la superficie exterior del tubo, [°C].

R_{cil} : Resistencia térmica, [K/W].

Para obtener el valor de la resistencia térmica por conducción de calor en una geometría cilíndrica o, solamente, la oposición de la conducción térmica de la capa cilíndrica se emplea la ecuación (12) [57].

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi Lk} \quad (12)$$

Donde:

L : Longitud del tubo, [m].

k : Conductividad térmica, [W/m K].

2.4.3 Coeficiente de convección de transferencia de calor

Una de las maneras para determinar el coeficiente de convección externa forzada es mediante el número de Nusselt, este se lo define como un coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección [58], este coeficiente depende de otros números adimensionales para su correcto calculo como el número de Reynolds (Re) y el número de Prandtl (Pr), como se lo muestra en la ecuación (13) [59].

Una vez obtenido el número de Nusselt, es necesario encontrar el coeficiente de convección externa forzada h , el cual es necesario conocer el diámetro externo de la tubería D y la conductividad térmica k [59].

$$h = \frac{k}{D} \cdot Nu \quad (13)$$

2.4.4 Número de Reynolds

En varias investigaciones se ha comprobado que el régimen de flujo (laminar o turbulento) se lo determina mediante ciertos parámetros como: el diámetro de la tubería, densidad, viscosidad del fluido y velocidad del flujo. El resultado de la unión de estas cuatro variables, es conocido como el número de Reynolds y se lo determina de la siguiente manera [60].

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (14)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido, [kg / m³].

V : Velocidad característica del fluido, [m/s].

D : Diámetro hidráulico de la tubería, [m].

μ : Viscosidad dinámica del fluido, [Pa·s].

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor a 2300. Si $2300 < Re < 10000$ el flujo es turbulento y completamente desarrollado si el número de Reynolds es superior a 10000. El número de Reynolds sólo se utiliza en convección forzada [60].

2.4.5 Número de Prandtl

El número de Prandtl es la característica termo física del agente portador de calor, en otras palabras, es la relación entre la difusividad molecular la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor para poder describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica [61].

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (15)$$

Donde:

ν : Difusividad molecular de la cantidad de movimiento, $[m^2/s^2]$.

α : Difusividad molecular del calor, $[m^2/s^2]$.

En los gases el números de Prandtl se asemeja a 1, lo cual denota que así la cantidad de movimiento como el calor se disipa por el fluido se encuentra relativamente a la misma velocidad [39].

2.4.6 Número de Nusselt

El número de Nusselt es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que se transporta un fluido se lo describe como la relación entre el calor que se transfiere por convección por medio del fluido y el que se va a transferir si solo existiese conducción [62]. En la investigación de Heard y Rodríguez-Toral [37] definen el número Nusselt para flujo turbulento en tubos helicoidales de la siguiente manera.

$$Nu = \frac{0.037 Re^{0.7} Pr}{1 + 2.443 Re^{-0.1} (Pr^{0.67} - 1)} \quad (16)$$

2.4.7 Número de Grashof

Este número adimensional es empleado básicamente en la convección natural, donde por movimiento del fluido este se produce de forma natural, como la flotabilidad [63]. En la convección forzada es notorio como el fluido transita a través de un ducto esto por medio de un dispositivo (ventilador o bomba) el cual ejerce la fuerza necesaria para el movimiento al fluido para que este se mueva en la dirección deseada [64]. Por otro lado, en la convección natural no se puede visualizar el recorrido del fluido debido a las decadentes velocidades que ejercen en él.

El número de Grashof muestra la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que se ejerce sobre el fluido, donde el régimen de flujo rige en la convección natural [65]. Uno de los papeles a desempeñar el número de Reynolds en el proceso de convección forzada, es el mismo que desempeña el número de Grashof en la convección natural y se lo representa de la siguiente forma [66].

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (17)$$

Donde:

g : Es la aceleración de la gravedad, [m/s²].

β : Es el coeficiente expansión volumétrica, [1/K].

T_s : Temperatura de la superficie, [K].

T_∞ : Temperatura ambiente, [K].

El producto del número de Grashof y el número de Prandtl tiene como resultado al número de Rayleigh, un numero adimensional el cual se lo considera como la causa de las fuerzas de flotabilidad y las consecuencias de las difusividades térmicas y de la ración de movimiento como se lo muestra en la ecuación (18) [66].

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu\alpha} \quad (18)$$

2.5 Análisis de transferencia de calor

Como se conoce, el condensador trabaja como un intercambiador de calor donde la transferencia de calor abarca la convección en cada fluido y la conducción a través de

la pared que los separa [67]. En el análisis que se realiza es necesario utilizar el coeficiente total de transferencia de calor como ya se lo ha visto antes, para determinar la razón de transferencia de calor entre los dos fluidos, como se muestra en la ecuación (19).

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h(T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (19)$$

Donde:

$T_{c,sal}$: Temperatura del líquido frio a la salida, [°C].

$T_{c,ent}$: Temperatura del líquido frio a la entrada, [°C].

$T_{h,sal}$: Temperatura del líquido caliente a la salida, [°C].

$T_{h,ent}$: Temperatura del líquido caliente a la entrada, [°C].

Además de esta expresión se desprende las ecuaciones (20) y (21), que representan la razón de toda la suficiencia calorífica de los fluidos frio y caliente, como se lo muestra a continuación [68].

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (20)$$

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (21)$$

Donde:

\dot{m}_c : Flujo másico del fluido frio, [kg/s].

c_{pc} : Calor especifico del fluido frio, [J/kg·K].

\dot{m}_h : Flujo másico del fluido caliente, [kg/s].

c_{ph} : Calor especifico del fluido caliente, [J/kg·K].

2.5.1 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frio varia a lo largo del intercambiador de calor [69] y para resolver la razón de transferencia de calor se usa la ecuación (10) antes mencionada, de donde se encuentra ΔT_{log} que se lo conoce por la utilización de las temperaturas de entrada y salida, tanto del fluido caliente como

del fluido frio, que intervienen en el condensador, representado por la expresión [70]:

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (22)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \quad (23)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad (24)$$

Donde:

$LMTD$: Diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos, [°C].

$T_{c,sal}$: Temperatura del líquido frio a la salida, [°C].

$T_{c,ent}$: Temperatura del líquido frio a la entrada, [°C].

$T_{h,sal}$: Temperatura del líquido caliente a la salida, [°C].

$T_{h,ent}$: Temperatura del líquido caliente a la entrada, [°C].

2.6 Análisis ventilador

Puesto que, en los ventiladores el fluido de trabajo es un gas, no tiene sentido hablar de alturas, sino sobre la magnitud que se debe considerar en el intercambio entre la máquina y el fluido es el gradiente de presión. Con ello, el salto de presión teórico con un número infinito de álabes viene dado por la ecuación de Euler, que se describe como [71].

$$\Delta p_t = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right] \quad (25)$$

Donde:

Δp_t : Gradiente de presión teórico, [Pa].

ρ : Densidad del fluido, [kg/m³].

u : Velocidad lineal del rotor tanto a la entrada como a la salida del álabe, [m/s].

c : Velocidad absoluta del fluido tanto a la entrada como a la salida del álabe, [m/s].

w : Velocidad relativa del rotor respecto al fluido, [m/s].

El gradiente de presión real Δp que experimenta el fluido a través del ventilador será menor que el teórico como consecuencia de las pérdidas de presión en el rotor Δp_R , y será igual a la diferencia de presión entre la salida y la entrada de la máquina.

$$\Delta p = \Delta p_t - \Delta p_R = p_{out} - p_{int} + \rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} \quad (26)$$

Por ende, para el cálculo del rendimiento hidráulico en el ventilador viene dado por la ecuación (27) [72].

$$\eta_H = \frac{\Delta p}{\Delta p_t} \quad (27)$$

En el motor del ventilador se produce la conversión de cierta parte consumida de la potencia eléctrica en potencia mecánica la cual es usada para mover giratoriamente las aspas del ventilador [73]. Estas aspas logran transferir al aire gran cantidad de potencia mecánica para así poderlo mover. Un caso idóneo donde permanentemente esté operando con ausencia de pérdidas, la potencia eléctrica de entrada igualara a la valoración de incremento de la energía cinética del aire. Entonces, para el bulto de control que rodea al motor, el balance de energía se expresa como [15]:

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \quad (28)$$

$$\dot{W}_{eléctrico, entrada} = \dot{m}_{aire} ec_{salida} = \dot{m}_{aire} \cdot \frac{V_{salida}^2}{2} \quad (29)$$

Despejando V_{salida} se podrá obtener la velocidad máxima de salida de aire como se lo muestra en la ecuación (30).

$$V_{salida} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{W}_{eléctrico, salida}}{\dot{m}_{aire}}} \quad (30)$$

Donde:

V_{salida} : Velocidad máxima de salida de aire, [m/s].

$\dot{W}_{eléctrico, salida}$: Potencia eléctrica del ventilador, [W].

\dot{m}_{aire} : Flujo másico del aire, [kg/s].

2.7 Dimensionamiento del serpentín

Conocida la zona de transferencia de calor, se puede realizar el cálculo del serpentín helicoidal del condensador portando como datos un diámetro constante, además de tener en cuenta las pérdidas o ganancias de energía en el sistema [74]. Para obtener la longitud de tubería necesaria para el diseño del serpentín se basa en la ecuación (31).

$$L = \frac{A}{\phi_e \cdot \pi} \quad (31)$$

Donde:

L : Longitud de la tubería, [m].

A : Área de transferencia de calor, [m²].

ϕ_e : Diámetro exterior de la tubería, [m]

Después de haber encontrado la longitud mínima necesaria de tubería para el serpentín, es necesario el cálculo de vueltas mínimo que este debe tener, para esto se emplea la ecuación (32) [75].

$$N = \frac{L}{\phi_{es} \cdot \pi} \quad (32)$$

Donde:

N : Número de vueltas, adimensional.

L : Longitud de la tubería, [m].

ϕ_{es} : Diámetro de espira, [m].

2.8 Coeficiente de rendimiento

Para determinar el coeficiente de rendimiento COP, se debe tener en cuenta que esta expresión está definida como aquel calor que cede al espacio para calentar en el trabajo de compresión, como se muestra en la ecuación (33) [76].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{W}} \quad (33)$$

Donde:

\dot{Q}_{con} : Transferencia de calor del condensado, [W]

\dot{W} : Trabajo de compresión, [W]

2.9 Conclusiones del capítulo

Las ecuaciones descritas en este capítulo han sido fruto de varias investigaciones a través del tiempo, que han ayudado a la humanidad a desarrollar nuevos proyectos en el área de la refrigeración, por lo que, fueron implementadas en este estudio, se han seleccionado las ecuaciones de acuerdo a las condiciones del funcionamiento de condensador por ejemplo su geometría y la presencia del ventilador axial.

De acuerdo a los parámetros, se ha propuesto que para este estudio el proceso de convección forzada es apto para este caso, aunque cabe recalcar que se estudiara la convección natural para la respectiva comparación, realizando así mismo el ciclo de refrigeración en donde el fluido frigorígeno, con las respectivas correlaciones de transferencia de calor ayudara a determinar el correcto dimensionamiento del condensador helicoidal.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE DISEÑO TÉRMICO Y MECÁNICO DEL CONDENSADOR HELICOIDAL CON R600a

En este espacio se evidencia toda la información relevante sobre el diseño térmico del condensador, tomándolo como un intercambiador de calor, teniendo como parámetros las temperaturas de trabajo como condiciones iniciales de operación ya que es donde se lleva a cabo el proceso de condensación. Después se desarrollará el flujo másico tanto del refrigerante como del aire para determinar los números de Reynolds, Nusselt, Prandtl y posteriormente generar el balance de energía esperado.

3.1 Elección de tubería para el condensador

Los tubos de cobre como se muestra en la figura 11 son uno de los más utilizados para transportar sustancias líquidas y gaseosas, son frecuentemente empleados en las industrias de suministro de agua y para líneas de refrigerante en sistemas de aire acondicionado y refrigeración. Existen tres tipos comunes en la tubería de cobre que se usan en la construcción residencial y comercial son tipo K, tipo L y tipo M [77]. Para el diseño del condensador helicoidal, se priorizó la tubería de cobre tipo L, la cual es utilizada para vapor, tomas de agua domiciliaria, gases medicinales y combustibles, aire comprimido, calefacción, refrigeración, entre otras [78].



Figura 11. Tubería de cobre [79]

Las características de la tubería para el condensador están basadas en el estudio de Barbosa y Sigwalt [9], las cuales están descritas en el anexo 1 y se las muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Parámetros para la geometría del condensador [78].

Parámetro	Detalle
Material	Cobre
Diámetro externo (mm)	9.525
Diámetro interno (mm)	8.001
Espesor de pared (mm)	1.524
Conductividad térmica (W/m·K)	386
Área interna (m ²)	5.027E-05

3.2 Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)

Las condiciones de entrada para el refrigerante R600a están delimitadas en la tabla 4, si se quiere que el proceso de condensado sea efectivo se requiere que el fluido frigorígeno entre al condensador a una temperatura de 48 °C, estos datos fueron obtenidos mediante el software Engineering Equation Solver (EES).

Tabla 4. Propiedades termo físicas del R600a [80].

Propiedades de R600a	Dimensión
Presión de entrada	579.7 [kPa]
Temperatura de entrada $T_{h,ent}$	48 [°C]
Temperatura de salida $T_{h,sal}$	40 [°C]
Temperatura de saturación, a 579.7 kPa	43.39 [°C]
Calor específico a 40 °C líquida ($Cp_{líquido}$)	2553[J/kg·K]
Entalpía de vaporización (hfg)	311.4 [kJ/kg]
Volumen específico de R600a a 48 °C	0.06879 [m ³ /kg]
Densidad a 48 °C	14.55 [kg/m ³]
Viscosidad a 48 °C	8.491E-06 [kg/m·s]
Calor específico a 48 °C ($Cp_{gaseoso}$)	1977 [J/kg·K]
Conductividad térmica a 48 °C	0.01962 [W/m·K]

Para el cálculo del LMTD se hace el uso de la ecuación (22), para las temperaturas del ventilador tanto a la entrada como a la salida se tomaron $T_{c,ent} = 17^\circ C$ y $T_{c,sal} = 20^\circ C$, respectivamente, con estos datos se procede a realizar el cálculo.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$LMTD = \frac{23^\circ C - 28^\circ C}{\ln\left(\frac{23^\circ C}{28^\circ C}\right)}$$

$$LMTD = 25.41^\circ C$$

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_1 = 48^\circ C - 20^\circ C = 28^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

$$\Delta T_2 = 40^\circ C - 17^\circ C = 23^\circ C$$

3.3 Flujo volumétrico

En varios estudios se han presentado similares caudales los cuales han sido empleados en los fluidos internos en tuberías helicoidales, el primero como lo definen Jamshidi et al. [81] con un caudal de $6.6667 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ sugiriendo una velocidad de 1,32 m/s y el segundo lo definen Tarrad et al. [82] con un caudal de $8.3333 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ sugiriendo una velocidad de 1,65 m/s.

Teniendo estos datos preliminares se puede establecer una velocidad de 1,5 m/s como dato preliminar de velocidad de trabajo para el refrigerante en circulación a través del serpentín, además, si se define al fluido frigorígeno como un fluido poco viscoso se está cumpliendo con lo que McCabe et al. [83] en su estudio sugiere utilizar valores entre 1,2 y 2,4 m/s para fluidos poco viscosos en líneas de conducción.

$$\dot{V} = V \cdot A$$

$$\dot{V} = (1,5 \text{ m/s}) (5,027 \times 10^{-5} \text{ m}^2)$$

$$\dot{V} = 7,5405 \times 10^{-5} \left[\text{m}^3 / \text{s} \right]$$

3.4 Flujo másico

Para la resolución de la masa con relación al tiempo, se utiliza el flujo volumétrico ya antes encontrado y la densidad del refrigerante la cual se la toma de la tabla 4. Este dato es utilizado para el balance de energía que se lo realizará más adelante.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho$$

$$\dot{m} = (7.5405 \times 10^{-5} [m^3 / s]) (14.55 [kg / m^3])$$

$$\dot{m} = 0.001097 [kg / s]$$

3.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo interno

Para realizar el cálculo del coeficiente de transferencia de calor de una forma correcta para el refrigerante R600a se tomará la temperatura de entrada al condensador de 48 °C y posterior a esto se determinara el número de Reynolds, Prandlt y Nusselt.

3.5.1 Número de Reynolds

Para determinar si un flujo es laminar o turbulento se efectua la ecuación (14), en este punto se necesita conocer las variables como son: la densidad del fluido de trabajo (Tabla 4), diámetro interno serpentín (Tabla 3), viscosidad dinámica del fluido (Tabla 4) y velocidad de entrada del fluido frigorígeno al tubo que se define en el cálculo del flujo volumétrico.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{14.55 [kg / m^3] \cdot 1.5 [m / s] \cdot 8.001 \times 10^{-3} [m]}{8.491 \times 10^{-6} [kg / m \cdot s]}$$

$$Re = 20565.51$$

Con lo ya visto en el capítulo anterior : $Re > 10000$, se puede asumir que el refrigerante R600a es un fluido turbulento completamente desarrollado [84].

3.5.2 Número de Prandlt

Para calcular el número de Prandlt, es importante conocer diversas propiedades termodinámicas del refrigerante R600a, como lo son el calor específico, viscosidad

dinámica y conductividad térmica, utilizando la ecuación (15) descrita en el anterior capítulo.

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{1977 [J / kg \cdot K] \cdot 8.491 \times 10^{-6} [kg / m \cdot s]}{0.01962 [W / m \cdot K]}$$

$$\text{Pr} = 0.855$$

3.5.3 Número de Nusselt

Como el entorno satisface una transferencia de calor por convección, en este punto se da uso la ecuación (16) de Heard y Rodríguez-Toral [37] exclusivamente para flujo turbulento en tubos helicoidales.

$$Nu = \frac{0.037 \text{Re}^{0.7} \text{Pr}}{1 + 2.443 \text{Re}^{-0.1} (\text{Pr}^{0.67} - 1)}$$

$$Nu = \frac{0.037 \cdot (20565.51)^{0.7} \cdot 0.855}{1 + 2.443 (20565.51)^{-0.1} \cdot [(0.855)^{0.67} - 1]}$$

$$Nu = 36.34$$

3.5.4 Coeficiente convectivo interno de transferencia de calor

En el cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo se emplea la ecuación (13) descrita en capítulo 2 donde es necesario conocer el número de Nusselt ya calculado, conductividad térmica y diámetro interno del tubo [85].

$$h_m = \frac{k}{D} \cdot Nu$$

$$h_m = \frac{0.01962 [W / m \cdot K]}{8.001 \times 10^{-3} [m]} \cdot 36.34$$

$$h_m = 89.11 [W / m^2 \cdot K]$$

3.6 Balance de energía

Es necesario realizar un balance de energía ya que esta transita entre el entorno y el sistema, está dividida por tres etapas teniendo que determinar primero en el estado gaseoso, luego el estado líquido y por consiguiente el cambio de fase, inducido por el calor latente.

3.6.1 Transferencia de calor en estado gaseoso

Aplicando la ecuación (2) mencionada en el capítulo anterior, se procede al cálculo de la transferencia calor cuando se encuentra en fase gaseosa el refrigerante, aplicando un delta de temperaturas entre la salida y la entrada del refrigerante mencionadas en la tabla 4.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Donde:

$$\dot{Q}_v = \dot{m} \cdot Cp_{gaseoso} \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q}_v = 0,001097 [kg / s] \cdot 1,977 [kJ / kg \cdot K] \cdot (316,54 - 321,15) [K]$$

$$\dot{Q}_v = -0,009998 [kJ / s]$$

3.6.2 Transferencia de calor en estado líquido

Igualmente, al aplicar la ecuación (2), se establecerá el calor transferido entre el fluido en estado de saturación a temperatura de 43.39°C y el fluido en la salida a una temperatura de 40°C, ambas temperaturas se muestran en la tabla 4.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Donde:

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot Cp_{liquido} \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q}_c = 0,001097 [kg / s] \cdot 2,553 [kJ / kg \cdot K] \cdot (313,15 - 316,54) [K]$$

$$\dot{Q}_c = -0,009494 [kJ / s]$$

3.6.3 Transferencia de calor por calor latente

Para vaporizar o condensar un líquido es necesario que intervenga gran dosis de energía. La misma que es consumida o expulsada en el cambio de fase, a esto se lo conoce como calor latente [15]. La energía consumida en la evaporación toma el nombre de calor latente de evaporación que a su vez es similar a la energía liberada en el proceso de condensación [15].

El flujo de calor se representa mediante la ecuación (34).

$$\dot{Q}_l = \dot{m} \cdot hfg$$

$$\dot{Q}_l = 0,001097[kg / s] \cdot (-311,4)[kJ / kg]$$

$$\dot{Q}_l = -0,3416[kJ / s]$$

3.6.4 Transferencia total de calor

Por consiguiente, el calor total obtenido es la suma de los calores antes calculados y se lo representa mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_v + \dot{Q}_c + \dot{Q}_l$$

$$\dot{Q}_{cond} = (-0,009998 - 0,009494 - 0,3416)[kJ / s]$$

$$\dot{Q}_{cond} = -0,3610[kJ / s]$$

3.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo externo por convección natural

Para el análisis de la convección natural en el sistema de refrigeración es necesario las propiedades del aire circundante en el condensador, las cuales están descritas en la tabla 5 y fueron delimitadas mediante el anexo 3. La temperatura utilizada se basó mediante la ecuación de la temperatura de película $T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$, donde la temperatura

ambiente $T_{\infty} = 17^{\circ}\text{C}$ y la temperatura superficial $T_s = 30^{\circ}\text{C}$, obteniendo una $T_{film} = 23,5^{\circ}\text{C}$.

Tabla 5. Propiedades del aire a $23,5^{\circ}\text{C}$ [39].

Propiedades del aire	Dimensiones
Calor específico	1,006 [kJ/kg·K]
Conductividad térmica	0,02614 [W/m·K]
Densidad	1,19 [kg/m ³]
Viscosidad dinámica	1,838E-05 [kg/m·s]
Viscosidad cinemática	1,5445E-05 [m ² /s]
Número de Prandtl	0,7077

3.7.1 Número de Rayleigh

Aplicando la ecuación (18) se determinará el número de Rayleigh donde se tiene la condición estacionaria tomando al aire como un gas ideal, teniendo en cuenta esto se tomara las propiedades de la tabla 5 y para la delimitación del coeficiente de expansión volumétrica $\beta = 1/T_{film}$ se tiene una $T_{film} = 23,5^{\circ}\text{C}$, por consiguiente el factor β quedara de la siguiente forma $\beta = 1/296,65\text{ K}$.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3}{\nu^2} \cdot Pr$$

$$Ra = \frac{9,81[m/s^2](1/296,65[K])(303,15 - 290,15)[K](9,525 \times 10^{-3}[m])^3}{(1,5445 \times 10^{-5}[m^2/s])^2} \cdot 0,7077$$

$$Ra = 1102,13$$

3.7.2 Número de Nusselt

Para la determinación del número de Nusselt, se tomará como referencia una geometría de tubería horizontal. En la parte inferior de un cilindro horizontal se visualiza el desarrollo de la capa limite, tomando una forma de columna la cual se eleva hacia la

parte superior, en la cual se podrá aplicar la correlación de Churchill y Chu, que esta descrita en la literatura de Cengel [39], precisamente para un cilindro horizontal.

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot (1102,13)^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / 0,7077)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 2,664$$

3.7.3 Coeficiente convectivo externo de transferencia de calor

Consecuentemente se realizará el cálculo del coeficiente convectivo externo aplicando la ecuación (13).

$$h_{out} = \frac{k}{D} \cdot Nu$$

$$h_{out} = \frac{0,02614 [W / m \cdot K]}{9,525 \times 10^{-3} [m]} \cdot 2,664$$

$$h_{out} = 7,3109 [W / m^2 \cdot K]$$

3.8 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo externo por convección forzada

Para la determinación del coeficiente de convección externa es necesario determinar las características del ventilador las cuales se encuentran en el anexo 2, además están delimitadas en la tabla 6.

Tabla 6. Características técnicas del ventilador axial [86].

Características	Magnitudes
Modelo	HEP-25-4T/H
Potencia (P)	87 [W]
Caudal máximo (\dot{v})	1250 [m ³ /h]
Peso aproximado	4,5 [kg]

Las propiedades del aire circundante en el condensador y ventilador están determinadas mediante el anexo 3, para esto la temperatura utilizada se basó mediante la ecuación de la temperatura de película $T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$, donde la temperatura ambiente $T_\infty = 17^\circ C$ y la temperatura superficial $T_s = 20^\circ C$, obteniendo una $T_{film} = 18,5^\circ C$ determinando las propiedades como se lo evidencia en la tabla 7.

Tabla 7. Propiedades del aire a $18,5^\circ C$ [39].

Propiedades del aire	Dimensiones
Calor específico	1,006 [kJ/kg·K]
Conductividad térmica	0,02576 [W/m·K]
Densidad	1,211 [kg/m ³]
Viscosidad dinámica	1,813E-05 [kg/m·s]
Viscosidad cinemática	1,4971E-05 [m ² /s]
Numero de Prandtl	0,7083

3.8.1 Cálculo de la velocidad del ventilador

Para la determinación de la velocidad se hace uso de los parámetros de la tabla 5 y 6 respectivamente, en donde el único parámetro faltante es el flujo másico del aire el cual se lo determinara mediante el caudal y la densidad del aire.

$$\dot{V} = 1250 [m^3 / h] = 0,3472 [m^3 / s]$$

$$\dot{m}_{aire} = \delta \cdot \dot{V}$$

$$\dot{m}_{aire} = 1,211 [kg / m^3] \cdot 0,3472 [m^3 / s]$$

$$\dot{m}_{aire} = 0,4204 [kg / s]$$

Una vez determinado el flujo másico se podrá determinar la velocidad por medio de la ecuación (30).

$$V_{salida} = \sqrt{\frac{2 \cdot \dot{W}_{eléctrico, salida}}{\dot{m}_{aire}}}$$

$$V_{salida} = \sqrt{\frac{(2) \cdot 87[W]}{0,4204[kg / s]}}$$

$$V_{salida} = 20,34 [m / s]$$

3.8.2 Número de Reynolds

En la determinación del número de Reynolds, nuevamente se hace el uso de la ecuación (14) donde se empleará las propiedades del aire como la densidad y la viscosidad dinámica, las cuales están descritas en la tabla 6. Además, el diámetro utilizado en la ecuación es el externo el cual esta descrito en la tabla 3.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_o}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,211[kg / m^3] \cdot 20,34 [m / s] \cdot 9,525 \times 10^{-3} [m]}{1,813 \times 10^{-5} [kg / m \cdot s]}$$

$$Re = 12940,83$$

3.8.3 Número de Nusselt

Cengel [39] afirma que la determinación del número de Nusselt para un flujo circundante a un cilindro en convección forzada externa existen varias relaciones, no obstante para un número de Nusselt promedio en lo relativo se aplica la correlación propuesta por Churchill y Bernstein, la cual es bastante completa en la relación de los datos donde $Re \cdot Pr > 0.2$. Además, la determinación de los parámetros del fluido se

evalúa mediante la temperatura de película, donde el número de Prandtl está descrito en la tabla 6.

$$Nu_{cil} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0,4 / Pr)^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

$$Nu_{cil} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot (12940,83)^{1/2} \cdot (0,7083)^{1/3}}{[1 + (0,4 / 0,7083)^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{12940,83}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

$$Nu_{cil} = 61,84$$

3.8.4 Coeficiente convectivo externo de transferencia de calor

Se procede a la utilización de la ecuación 13 mencionada en el anterior capítulo donde se podrá determinar el coeficiente convectivo externo, con la utilización del número de Nusselt ya calculado, la conductividad térmica del fluido, en este caso es el aire el cual se encuentra en la tabla 6 y el diámetro externo de la tubería.

$$h_{out} = \frac{k}{D} \cdot Nu$$

$$h_{out} = \frac{0,02576 [W / m \cdot K]}{9,525 \times 10^{-3} [m]} \cdot 61,84$$

$$h_{out} = 167,24 [W / m^2 \cdot K]$$

3.9 Coeficiente global de transferencia de calor

Al existir una variación de estado en el sistema, el mismo que está en constante enlace con un medio a menor temperatura, fluirá cierta porción de calor del medio hacia el sistema el cual es adquirido por la ecuación (10).

$$\dot{Q}_{cond} = A \cdot U \cdot LMTD$$

En el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor es necesario conocer las propiedades que posee la tubería, el cual cuenta con un coeficiente de conductividad térmica descrito en la tabla 3, con el fin de desarrollarlo se emplea el uso de la ecuación

(8), para ello también se emplearán los coeficientes convectivos tanto interno como el externo que ya han sido calculados.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi \cdot k} + \frac{1}{h_{out}}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{83,11 [W / m^2 \cdot K]} + \frac{\ln(4,7625 \times 10^{-3} / 4,0005 \times 10^{-3}) [m]}{2\pi \cdot 386 [W / m \cdot K]} + \frac{1}{167,24 [W / m^2 \cdot K]}}$$

$$U = 55,29 [W / m^2 \cdot K]$$

Consecuentemente se procede a realizar el cálculo del área total de transferencia de calor, despejando de la ecuación (10).

$$A = \frac{\dot{Q}_{cond}}{U \cdot LMTD}$$

$$A = \frac{361 [W]}{55,29 [W / m^2 \cdot K] \cdot 25,41 [K]}$$

$$A = 0,2569 [m^2]$$

3.10 Dimensionamiento serpentín del condensador

Con la adecuada área superficial de transferencia de calor calculada se podrá encontrar los respectivos datos para el dimensionamiento del serpentín. La longitud de la tubería está delimitada bajo la ecuación (31) donde, además, del área ya calculada se necesitará el diámetro externo de la tubería.

$$L = \frac{A}{\phi_e \cdot \pi}$$

$$L = \frac{0,2567 [m^2]}{9,525 \times 10^{-3} [m] \cdot \pi}$$

$$L = 8,58 [m]$$

Al encontrar la longitud de la tubería se procederá a delimitar el número de vueltas que se necesitará para el condensador helicoidal, para esto se utilizará la ecuación (32) donde se considerará el diámetro de la espira el cual esta descrito en la tabla 3.

$$N = \frac{L}{\phi_{es} \cdot \pi}$$

$$N = \frac{8,58[m]}{0,20[m] \cdot \pi}$$

$$N = 13,65$$

Finalmente, con la determinación del número de vueltas se procede a realizar el cálculo de la altura del serpentín aplicando la ecuación (35).

$$H_s = 2 \cdot N \cdot \phi_e$$

$$H_s = 2 \cdot 13,65 \cdot 9,525 \times 10^{-3}[m]$$

$$H_s = 0,26003[m]$$

3.11 Cálculo del coeficiente rendimiento COP

En el cálculo del coeficiente de rendimiento es necesario obtener las especificaciones del compresor alternativo para R600a, las cuales fueron obtenidas del catálogo de LG [87] (anexo 4), donde el modelo adecuado es BMA098NAMV, el cual posee un motor de ¼ hp como referencia comercial y un rendimiento de 84W.

Se procederá hacer uso de la ecuación (33), donde se aplicará la transferencia de calor del condensador y el trabajo de compresión.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}}$$

$$COP = \frac{361[W]}{84[W]}$$

$$COP = 4,29$$

El coeficiente de rendimiento nos indica la potencia de refrigeración, por 1 kW empleado por el compresor.

3.12 Índice de eficiencia de la energía (EER)

Corresponde a la eficiencia energética del equipo de refrigeración, hace referencia a la tasa de calor total removido con respecto a la tasa del consumo eléctrico total [15], en vista de que el presente estudio no determina el consumo eléctrico total del sistema, por medio de los anexos 2 y 4 se encontró el consumo eléctrico del ventilador y compresor, con los datos previstos se procederá a realizar el cálculo de la eficiencia energética.

Capacidad de calor removido aproximado = 1232.5 [Btu/h]

Consumo eléctrico total aproximado = 168 [W]

Dando como resultado un índice de eficiencia energética (EER) = 7.34 [Btu/W·h]

3.13 Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se detalla el estudio termodinámico y de transferencia de calor correspondiente a un ciclo real de un refrigerador domestico modificando el condensador con ventiladores axiales.

Los resultados obtenidos muestran que a partir del área superficial de transferencia de calor obtenida $A=0,2569 \text{ m}^2$, se puede determinar el correcto dimensionamiento del condensador helicoidal, con una longitud de tubería de 8,58 m y un numero de vueltas de 13,65. Estos datos serán útiles para la simulación que se realizara en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO IV

SIMULACIÓN Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

El capítulo a continuación hace referencia a la simulación y los resultados obtenidos, los cuales servirán como base para comparar los procesos de convección forzada y convección natural. Para esto se provee la utilización de varias curvas las cuales representaran a diferentes variables del funcionamiento del condensador como: contornos de temperatura, presión, vectores de velocidad, entre otras. Con el fin de sustentar las bases sobre el rediseño del condensador en los refrigeradores domésticos.

4.1 Geometría del condensador

La selección del modelo para el condensador se la realiza en función de variables como: la ubicación del refrigerador, la disposición respecto a los diferentes dispositivos que intervienen en el ciclo y el espacio con el que cuenta el refrigerador para la ubicación del condensador, por lo que, en este estudio se decidió implementar un condensador helicoidal acompañado de un ventilador axial, los cuales al trabajar en conjunto son capaces de reemplazar el diseño del condensador domestico utilizado en la actualidad.

4.1.1 Diseño del condensador

El condensador helicoidal cuenta con varias características específicas propias de su geometría como son: el número de pasos, diámetro interior, diámetro exterior, altura, número de espiras entre otros, todas estas variables fueron determinadas en el capítulo anterior.

Para realizar el diseño del condensador se utilizó el software CAD SolidWorks ya que presta facilidades de compatibilidad con el software de simulación ANSYS, en la figura 12 a continuación se muestra un condensador helicoidal sin ningún tipo de aleta que intervenga en el proceso.

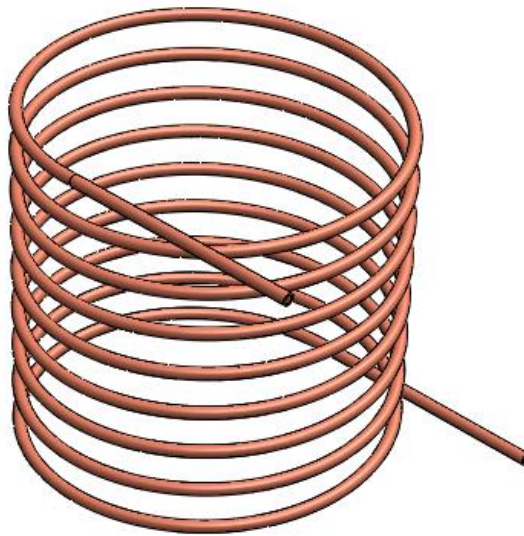


Figura 12. Geometría del Condensador.

4.2 Parámetros de malla

El software ANSYS presta grandes ventajas al poder realizar cambios en el mallado con el fin de presentar resultados altamente confiables en la figura 13 que se presenta a continuación se muestra el mallado específico y propio para cada uno de los componentes que interviene en el condensados helicoidal.

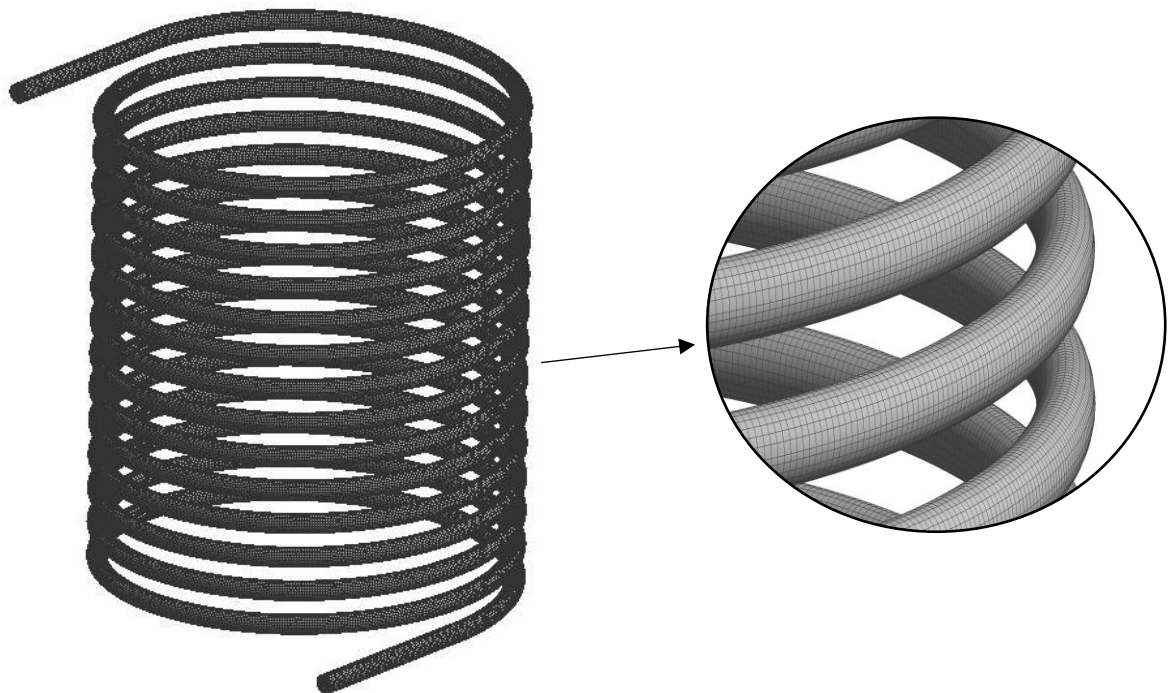


Figura 13. Mallado del condensador.

La calidad del mallado es de suma importancia pues de eso depende que los datos generados por la simulación sean correctos, por lo que el programa se encarga de generar la convergencia de malla a través de su herramienta skewness. En la actualidad los investigadores han acreditado las simulaciones realizada en ANSYS siempre que el parámetro skewness se encuentre entre 0 – 0.25, la figura 14 muestra la calidad del mallando del condensador que tiene una media de 0.223 dando credibilidad a los datos obtenidos.

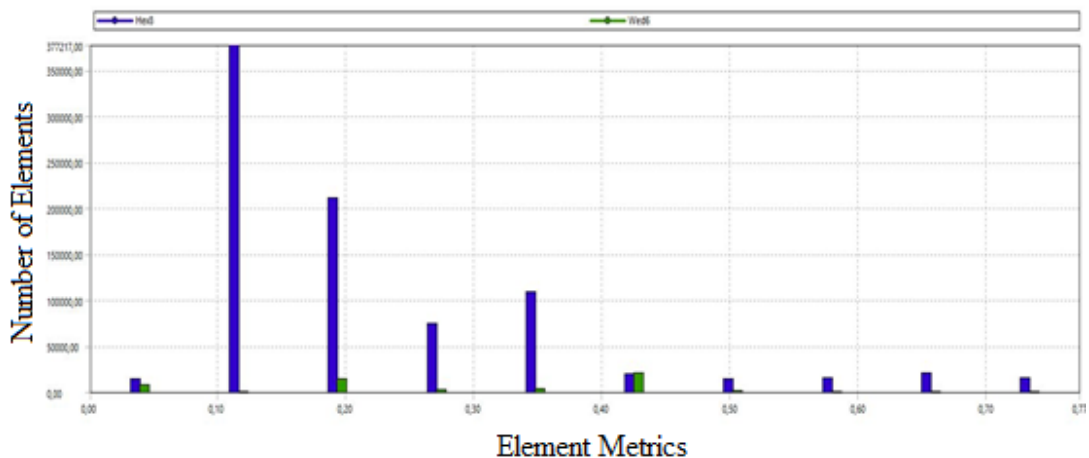


Figura 14. Convergencia del mallado para el condensador.

Es importante asignar los nombres correspondientes tanto en la entrada como en la salida del refrigerante y en específico a la pared la cual va a estar en contacto con el flujo de aire, asignar los nombres presta facilidad al momento de destinar condiciones de funcionamiento o borde como lo nombra el software.

4.3 Modelos que intervienen en la simulación

El software de simulación ANSYS cuenta con varios modelos o métodos de solución que se pueden utilizar dependiendo de la aplicación del ejercicio, es así que para el proceso de condensación en específico se implementaron los siguientes.

- multifásico
- energía
- viscosidad

El modelo multifásico simula el comportamiento de los fluidos y los fenómenos físicos que experimenta el mismo durante el estudio, al tratarse esta investigación de una condensación en donde debe existir un cambio de fase de vapor a líquido, el modelo multifásico presenta varias opciones para el análisis, entre ellas se puede resaltar VOF model, Mixture model, Eurlian model, entre otras [88].

Para esta simulación se implementó la opción mixture model, la selección de este modelo radica en definir la no interpenetrabilidad de las fases lo que desemboca en el reconocimiento de la fracción volumétrica dando valores de 0 y 1 de acuerdo con la fase.

4.4 Aplicación de Modelos

A continuación, se presentan las ecuaciones con las cuales el software trabaja la resolución de los elementos finitos en específico para este ejercicio, existen diferentes ecuaciones con las que se puede trabajar y cabe recalcar que las ecuaciones van de la mano con el modelo seleccionado.

4.4.1 Ecuación de la continuidad

Conocida también como la correlación de la conservación de masa, define el incremento y disminución de masa que ocurre en el cambio de fase teniendo en cuenta el principio de conservación de la masa.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) = \sum_{p=1}^n (m_{pq} m_{qp}) + S_q \quad (37)$$

4.4.2 Ecuación de conservación de momento

La ecuación principal para el balance de momento en las fases de la simulación se puede tomar como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) = -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \quad (38)$$

$$\sum_{p=1}^n (\vec{R}_{pq} + \dot{m}_{pq} \vec{v}_{pq} - \dot{m}_{qp} \vec{v}_{qp}) + (\vec{F}_q + \vec{F}_{lift,q} + \vec{F}_{wl,q} + \vec{F}_{vm,q} + \vec{F}_{ld,q})$$

La ecuación muestra las fuerzas que actúan en el cambio de fase producidas de manera natural siendo estas fuerzas externas, fuerzas correspondientes al movimiento de la masa, las fuerzas que actúan sobre las superficies y fuerzas producidas por la turbulencia del fluido

4.4.3 Ecuación de conservación de la energía

El software cuenta con una ecuación general para la conservación de la energía, dado que en el proceso de convección forzada existe un intercambio de calor entre el fluido frigorígeno y el aire circulante en el ambiente, este intercambio de calor entre las fases debe satisfacer la siguiente ecuación

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q h_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q u_q h_q) = \alpha_q \frac{\partial p_q}{\partial t} + \bar{t}_q: \nabla \vec{u}_q - \nabla \vec{q}_q \\ + S_q + \sum_{p=1}^n (Q_{pq} + \dot{m}_{pq} h_{pq} - \dot{m}_{qp} h_{qp}) \end{aligned} \quad (39)$$

4.4.4 Ecuación del área de concentración interfacial

El área de concentración interfacial corresponde un parámetro importante ya que permite predecir de una manera acertada la transferencia de masa, transferencia de energía producida en el proceso de condensación. Teniendo en cuenta que corresponde al área entre las dos fases por unidad de volumen.

$$A_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{\frac{1}{6} \pi d_p^3} = \frac{6}{d_p} \quad (40)$$

4.4.5 Modelo de condensación

EL software ANSYS en el modelo multifásico cuenta con un componente el cual se lo define como modelo de evaporación – condensación, este modelo a su vez utiliza un submodelo diferente conocido como el modelo de Lee el cual cuenta con la ecuación de transporte de vapor con la cual se resuelve la transferencia de masa líquido - vapor [89].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \vec{v}_v) = \dot{m}_{lv} - \dot{m}_{vl} \quad (41)$$

Dado que el software no puede por sí solo identificar cual es el proceso que va a realizar, dado que la ecuación de Lee resuelve ejercicios de condensación y evaporación, la misma ecuación cuenta con dos ecuaciones adicionales que le sirven al software para reconocer cuál de los dos procesos se va a aplicar en este ejercicio.

Si se requiere realizar un ejercicio de evaporación se debe cumplir que:

$$T_l > T_{sat}$$

$$\dot{m}_{lv} = coef f \cdot \alpha_l \cdot \rho_l \cdot \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (42)$$

Si se requiere realizar un ejercicio de condensación se debe cumplir que:

$$T_l < T_{sat}$$

$$\dot{m}_{lv} = coef f \cdot \alpha_l \cdot \rho_l \cdot \frac{T_l - T_{sat}}{T_{sat}} \quad (43)$$

La constante coef se puede determinar de la siguiente manera.

$$coef = \frac{6}{d_b} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi R T_{sat}}} L \left(\frac{\alpha_v \rho_v}{\rho_l - \rho_v} \right) \quad (44)$$

4.5 Simulación ANSYS fluent

Al remplazar una convección natural por una convección forzada es importante que cumpla con su función principal, la cual es reducir la temperatura y cambiar de fase el refrigerante, la tabla 8 que se muestra a continuación sirve como guía para realizar las simulaciones principales en donde se aprecia cómo afecta la presencia del ventilador Axial.

Tabla 8. Datos Previos a la simulación

Simulación	Proceso	Presencia de ventilador	Temperatura ambiente	Velocidad del aire	Material del serpentín	Velocidad del ingreso del refrigerante
A	Convección Natural	No	17°C	0.001 m/s	Cobre	1.5 m/s
B	Convección forzada	Si	17°C	20.34 m/s	Cobre	1.5 m/s.

Con los datos establecidos en la tabla 8, a continuación, se presenta la gráfica correspondiente a la temperatura circundante al condensador, es importante conocer cómo afecta esta temperatura en el proceso de convección natural, al no depender de una fuente externa que controle al aire circundante la temperatura se va a elevar ocasionando que el proceso de transferencia de calor pierda eficiencia como se puede apreciar en la figura 15.

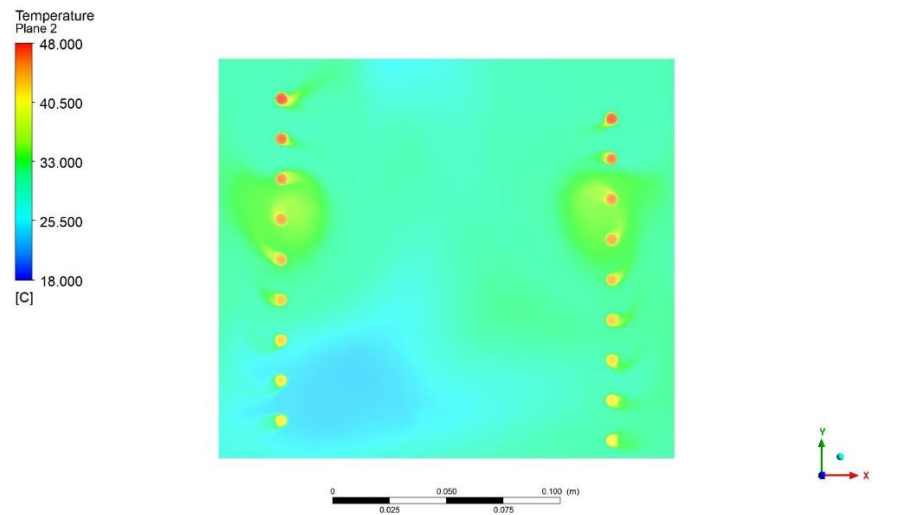


Figura 15. Convección natural.

En la convección forzada al depender del uso de un ventilador axial se asegura que, el aire que circule por el condensados siempre tenga una temperatura inferior al del refrigerante que circula por el interior del condensador como se evidencia en la figura 16.

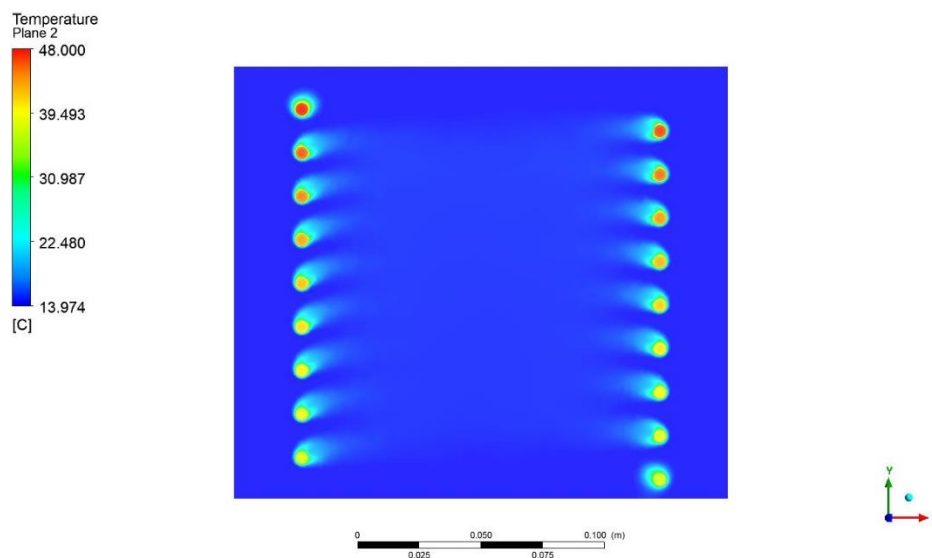


Figura 16. Convección forzada.

La información presentada en las dos imágenes anteriores se la puede sintetizar en la figura 17, en donde se puede apreciar de una mejor manera el cambio en la temperatura del aire que rodea al condensador, una demostración que valida el cambio en el proceso de convección.

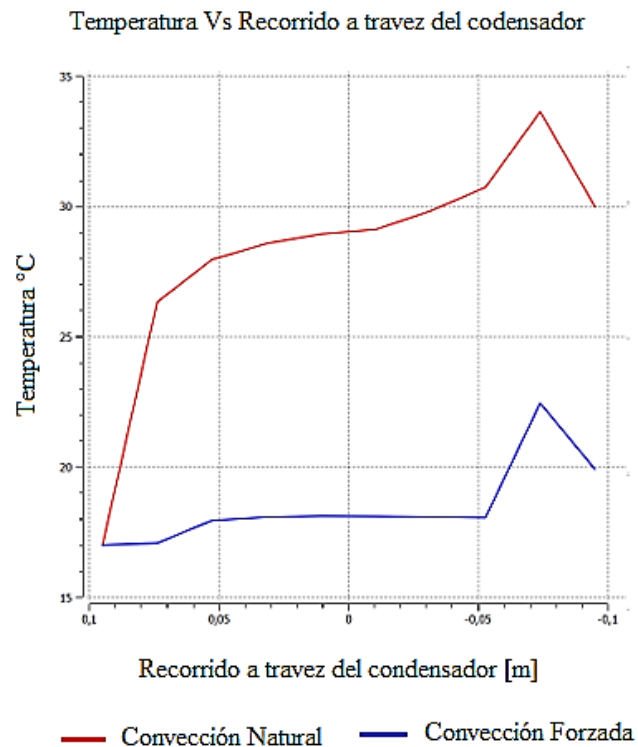


Figura 17. Temperatura del flujo de aire a través del condensador.

Otra imagen no menos importante en donde se puede evidenciar la corriente de aire generada por el ventilador que a su vez circula por el interior de la geometría del condensador se puede apreciar en la figura 18 en la cual se muestra cómo fluye esta corriente

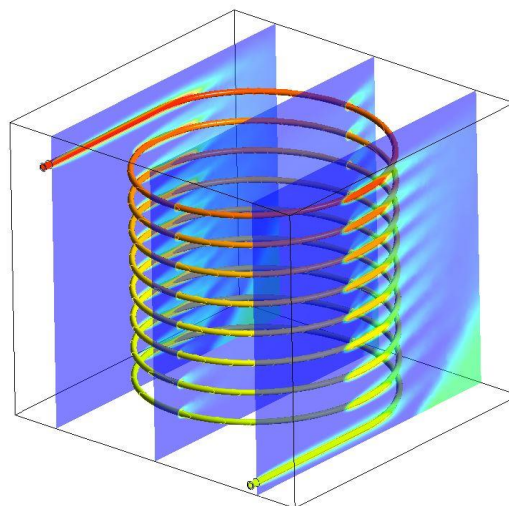


Figura 18. Flujo de aire a través del condensador.

Con el fin de demostrar que la geometría del condensador es adecuada y sobre todo que cumple su función de cambio de fase, se ha destinado diferentes simulaciones en las cuales se realizan cambios en el número de espiras, siendo este un factor muy importante para evitar el sobre dimensionamiento en el condensador, estas simulaciones se las realiza para convección natural y convección forzada, como se lo muestra en la tabla 9.

Para las variables que intervienen en la simulación como temperaturas, velocidades, presiones entre otros. Cabe recalcar que se detallaron con anterioridad en el capítulo pasado.

Tabla 9. Variación en la geometría del condensador

Simulación	Número de espiras en el condensador	Temperatura ambiente	Velocidad ingreso del refrigerante	Temperatura ingreso del refrigerante	Tipo de convección
A	8	30° C	1.5 m/s	47.8 °C	Natural
B	10	30° C	1.5 m/s	47.8 °C	Natural
C	11	30° C	1.5 m/s	47.8 °C	Natural
D	17	30° C	1.5 m/s	47.8 °C	Natural
E	20	30° C	1.5 m/s	47.8 °C	Natural
F	8	18° C	1.5 m/s	47.8 °C	Forzada
G	10	18° C	1.5 m/s	47.8 °C	Forzada
H	11	18° C	1.5 m/s	47.8 °C	Forzada
I	17	18° C	1.5 m/s	47.8 °C	Forzada
J	20	18° C	1.5 m/s	47.8 °C	Forzada

A continuación, se muestra una serie de imágenes las cuales corresponden a las simulaciones descritas en la tabla anterior, como aclaración estas simulaciones corresponden al proceso de convección natural.

La figura 19 muestra la geometría del condensador con 8 espiras teniendo en cuenta la temperatura ambiente de 30°C , en la salida del condensador se obtiene una temperatura de 44.5°C la cual no permite que exista un cambio de fase en el refrigerante por esa razón la geometría no es la adecuada.

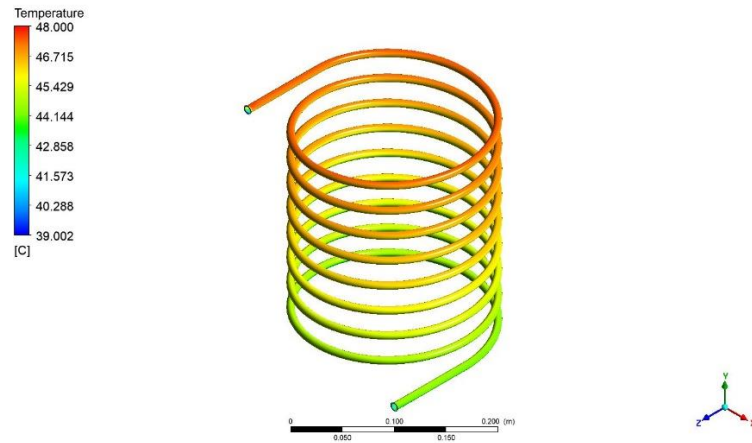


Figura 19. Geometría de 8 espiras convección natural.

La figura 20 corresponde a un condensador que cuenta con 11 espiras, al realizar la simulación dio como resultado una temperatura de 43.95°C en la salida del condensador, la cual a un no es suficiente para el cambio de fase.

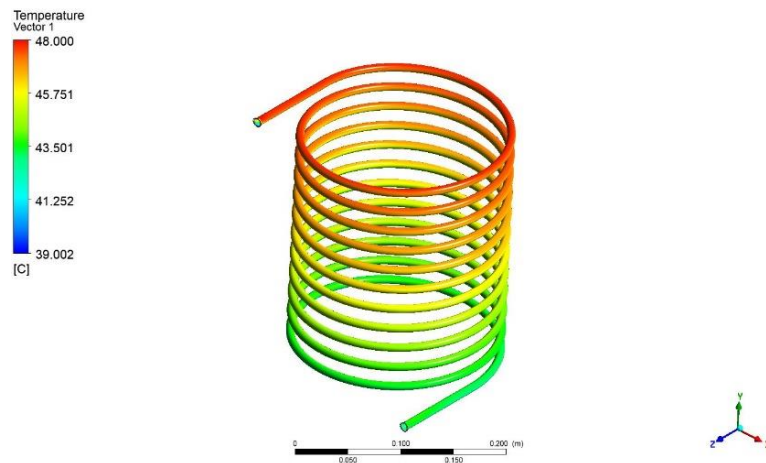


Figura 20. Geometría de 11 espiras convección natural.

En la figura 21 se aprecia un condensador cuya geometría está compuesta por 17 espiras que proporcionan una temperatura de 43.05°C en la salida, con dicha temperatura si cumpliera con las condiciones del funcionamiento del condensador, sin embargo, por las dimensiones y el espacio que utilizaría en el refrigerador es demasiado.

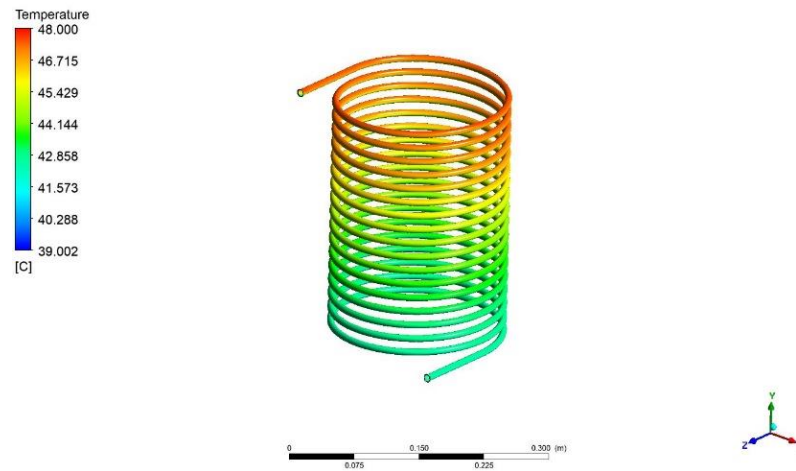


Figura 21. Geometría de 17 espiras convección natural.

En la figura 22 se muestra un condensador que cuenta con 20 espiras, simulado a una temperatura ambiente de 30°C , dio como resultado 42.8°C de temperatura en la salida del condensador, es funcional el sistema más sin embargo por el espacio que utilizaría no es recomendable

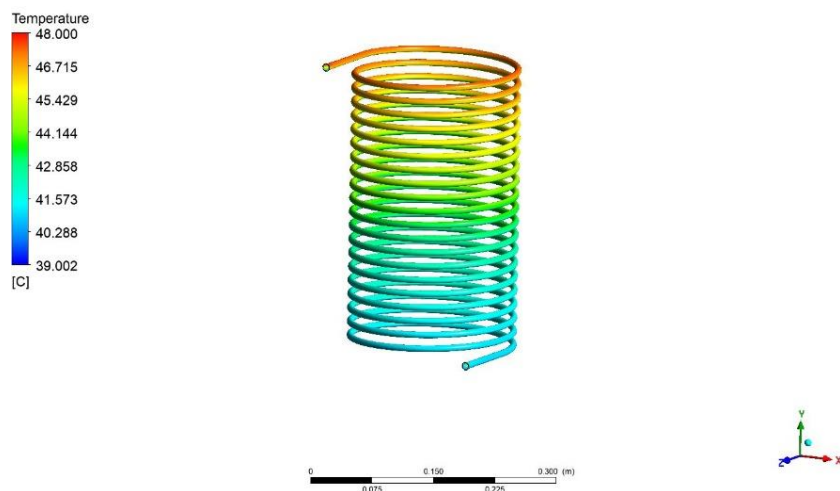


Figura 22. Geometría de 20 espiras convección natural.

Es importante mencionar que mientras más espiras se adhiera a la geometría del condensador mayor volumen utilizaría en el refrigerador, reduciendo el espacio destinado para refrigeración.

En la figura 23 que se presenta a continuación se observa un cuadro en el cual se realiza una comparativa de temperaturas obtenidas con la variación respectiva en el número espiral del condensador, cabe recalcar que estas temperaturas forman parte del recorrido final del refrigerante por el condensador, no desde el ingreso al mismo

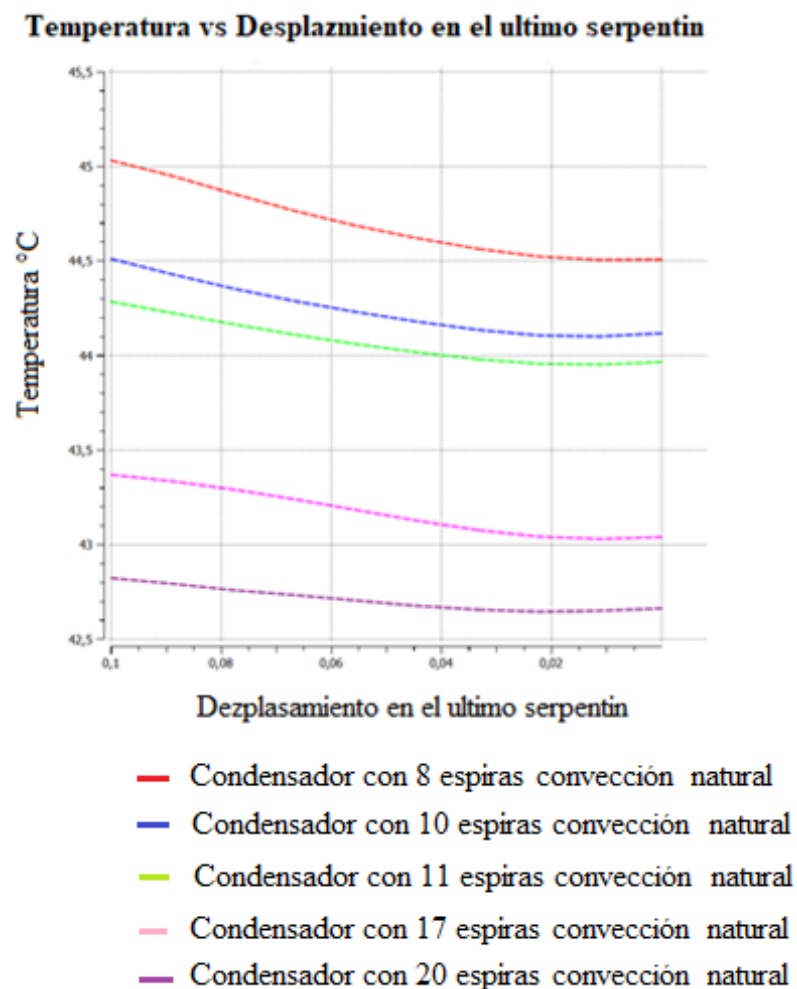


Figura 23. Gráfica comparativa de temperaturas en el proceso de convección natural.

Para continuar con el análisis del número de espiras del condensador se presentan las simulaciones correspondientes al proceso de convección forzada, con el fin de dar a credibilidad al cambio en el proceso de condensación, además estas simulaciones permiten determinar el número adecuado de espiras evitando el sobre dimensionamiento por ende reducción el costo de fabricación de el mismo.

En la Figura 24 que se aprecia a continuación es notable el cambio de temperatura en la pared con respecto al proceso de convección natural, teniendo en cuenta que es la misma geometría, es importante recordar que estas temperaturas corresponden a la pared del condensador en contacto con el flujo de aire.

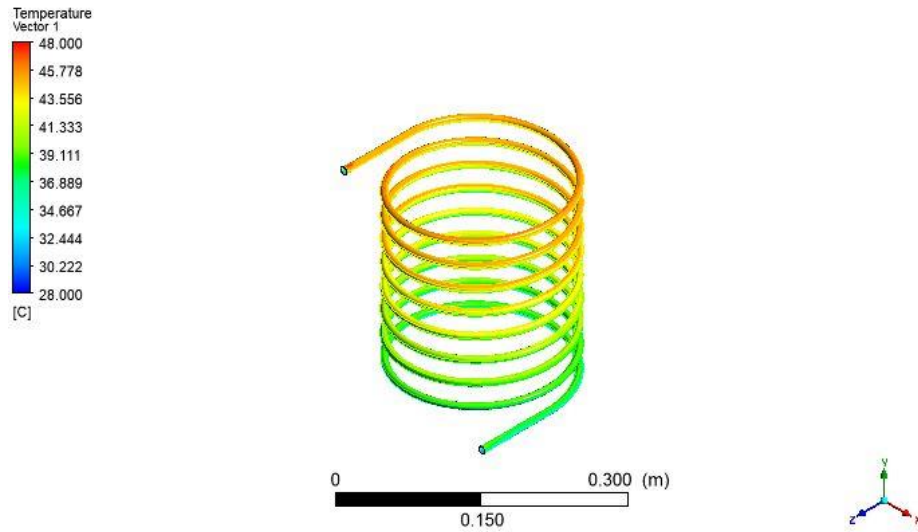


Figura 24. Geometría con 8 espiras convección forzada.

La figura 25 presenta un proceso de convección forzada en un condensador helicoidal de 11 espiras, se aprecia la temperatura de la pared que se encuentra en contacto con el flujo de aire es de 38°C.

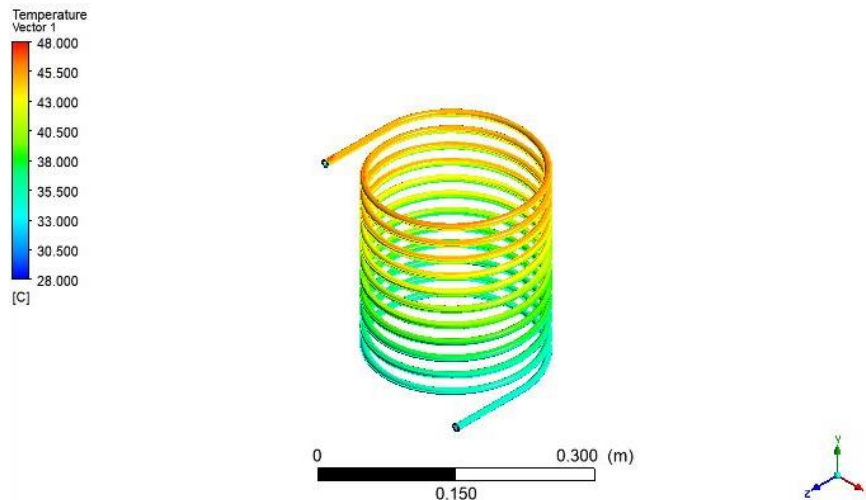


Figura 25. Geometría con 11 espiras convección forzada.

La figura 26 muestra el cambio de temperatura en la pared del condensador siendo esta 33°C en el final del recorrido. Esta geometría se considera apta para el refrigerador sin embargo por el espacio a utilizar no se considera adecuada.

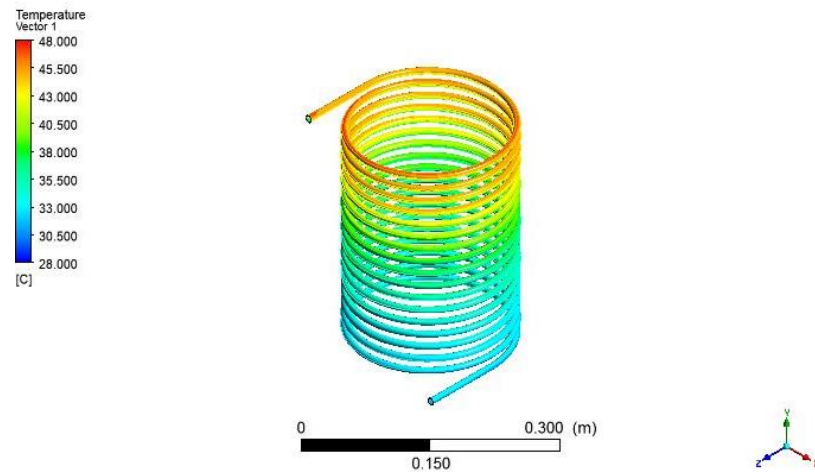


Figura 266. Geometría con 17 espiras convección forzada.

En la figura 27 se aprecia un condensador con 20 espiras para esta geometría es notable el sobredimensionamiento por su temperatura en la pared. Correspondiente a 28°C, es demasiado para las condiciones de funcionamiento por eso esta geometría no es tomada en cuenta.

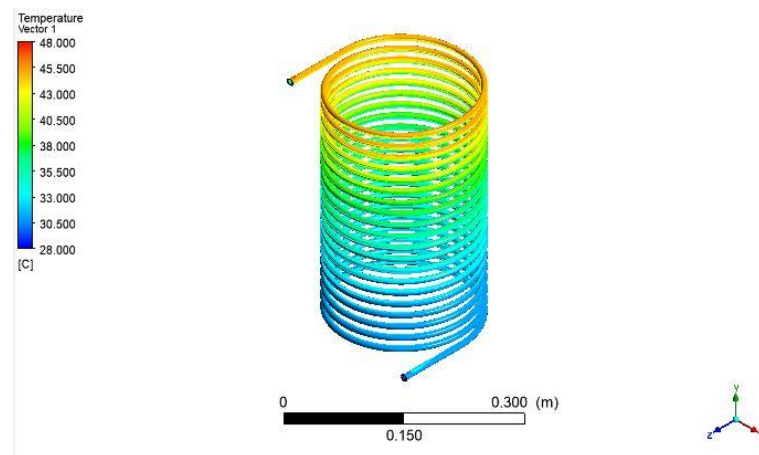


Figura 27. Geometría con 20 espiras convección forzada.

Para determinar cuál es la geometría adecuada, para el proceso en estudio es importante ver la figura 28 en la cual se observa el descenso de temperatura en la última espiral del condensador para un proceso de convección forzada, esto asegura

que no se esté incurriendo en sobredimensionamiento, y demuestra que el condensador helicoidal cumple con su función en el ciclo de refrigeración.

Cabe destacar que en la figura 28 muestra temperaturas inferiores a 43° C esto se da debido a que, al aumentar el número de espiras en el condensador, se obliga a que el refrigerante se continúe enfriando hasta terminar su recorrido en el condensador.

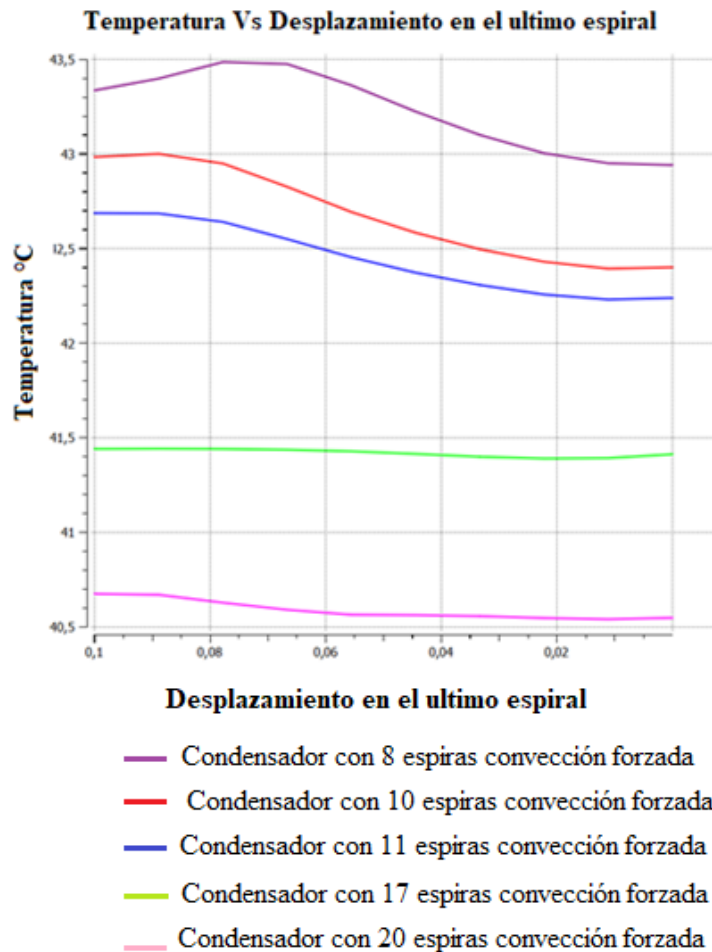


Figura 28. Geometría con 20 espiras convección forzada.

Una vez concluido con el análisis de la geometría del condensador y teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el capítulo anterior se procede a realizar la comparación final de un condensador helicoidal de 14 espiras, puesto que esta es la geometría que presta todas las condiciones de funcionamiento del condensador y cumple con las mismas.

El cambio de fase al ser la función principal del condensador será una de las variables de control a tratar en las siguientes simulaciones, es preciso determinar cuál es la fracción volumétrica con la cual sale el refrigerante del condensador.

La figura 29 que se muestra a continuación presenta el diseño del condensador final con las 14 espirales, la información importante que se puede apreciar en la figura es el cambio de temperatura que sufre el condensador. a) Condensación por convección natural. b) condensación por convección forzada.

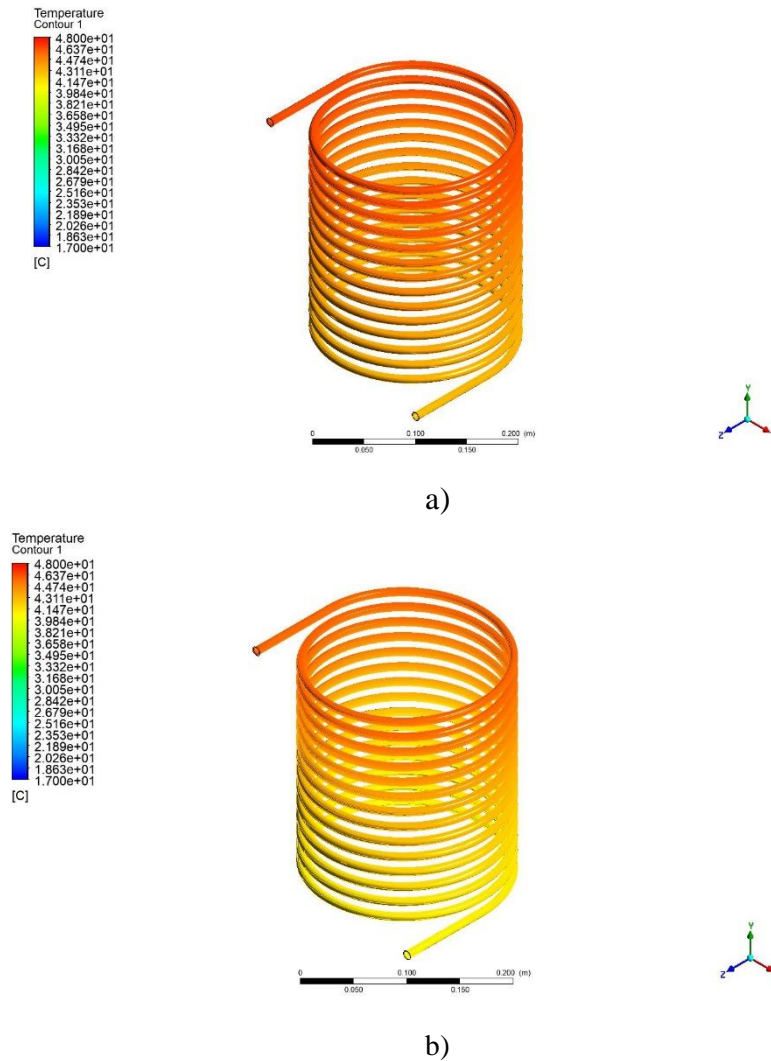


Figura 29. Comparativa de la geometría de 14 espiras.

Para mayor entendimiento de las gráficas se puede observar la figura 30 la cual muestra como disminuye la temperatura en función del recorrido en el condensador helicoidal de 14 espiras.

TEMPERATURA VS NÚMERO DE ESPIRAS

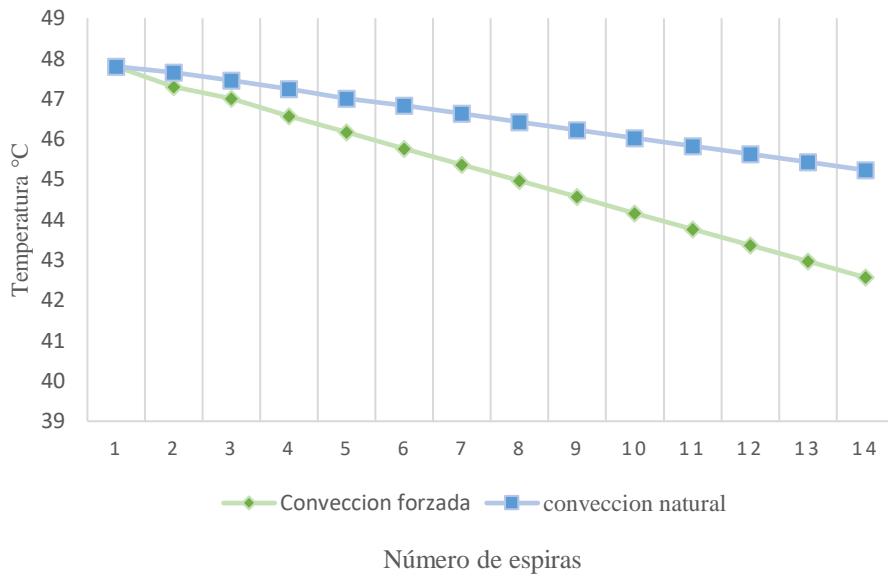


Figura 30. Grafica Temperatura Vs Numero de espiras.

Una manera de comparar cuan eficiente resulta la geometría es visualizar la fracción volumétrica del vapor cuya función principal es mostrar que porcentaje del vapor se convirtió en liquido durante el recorrido por el condensador en la figura 31 que se muestra a continuación se aprecia un plano generando en el condensador con el fin de conocer el comportamiento del refrigerante en cada espira y asegurar que el fluido ha cambiado de fase en un 95%.

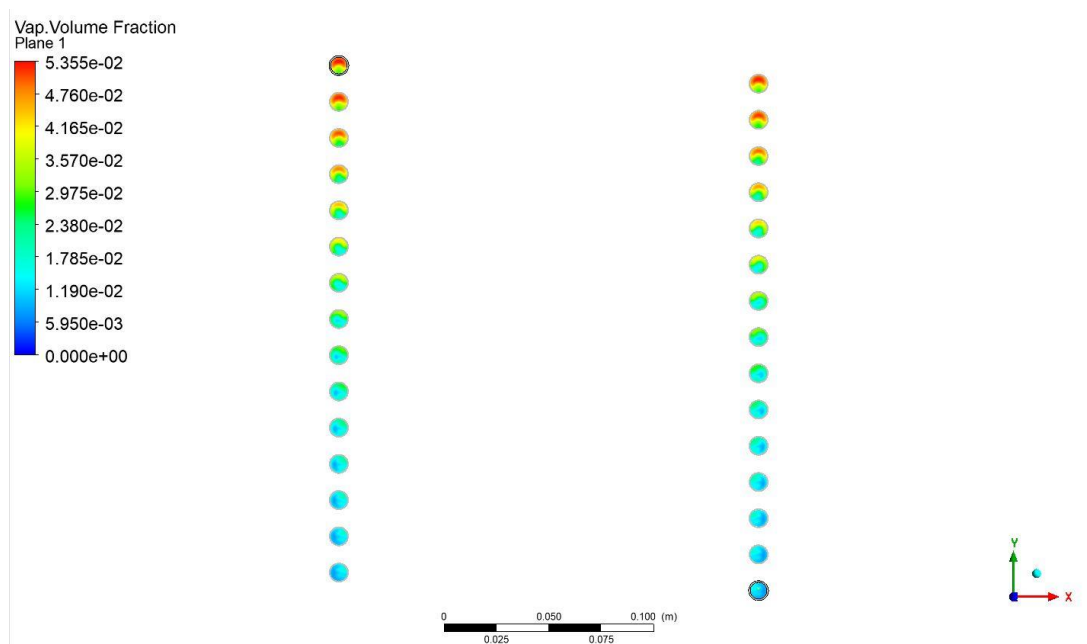


Figura 31 Vapor volumen fracción en la geometría de 14 espiras.

Otra gráfica que permite corroborar la información antes presentada sobre la fracción de volumen en el cambio de fase se puede ver en la figura 32 la cual muestra la fracción volumétrica en cada uno de los espirales tanto para convección forzada como para convección natural, debido a la complejidad de la geometría y a que el software no cuenta con herramientas suficientes que permitan seguir el recorrido del refrigerante se ha decidido realizar esta imagen en Excel teniendo en cuenta que el origen de los datos es ANSYS.

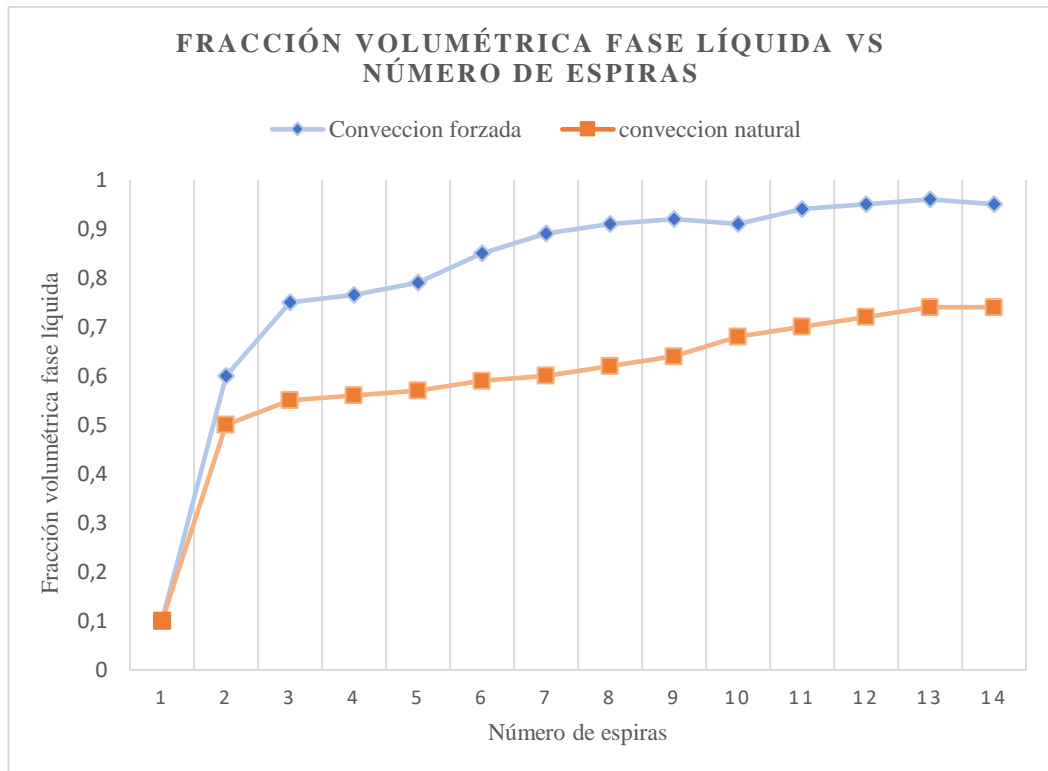


Figura 32. fracción volumétrica fase liquida vs Número de espiras.

4.6 Conclusiones del capítulo

Durante el proceso de simulación se pudo ver claramente las ventajas que presenta utilizar un ventilador axial por ejemplo en la temperatura que circunda al condensador que a su vez incide en la transferencia de calor si no se incluye el ventilador no se da un eficiente cambio de fase esto a su vez desemboca en un problema en ciclo de refrigeración.

Gracias a las múltiples simulaciones se determinó cual es la geometría adecuada para que funciones el sistema evitando el sobredimensionamiento y cumplimiento con la función principal del condensador.

CONCLUSIONES GENERALES

- La viabilidad del cambio en el proceso de convección natural por convección forzada es aceptable, los estudios realizados en la presente investigación avalan esa información, la presencia de un ventilador axial con una velocidad de 20,34 m/s aseguran una temperatura de 17 °C alrededor del condensador.
- El COP del equipo de refrigeración doméstica calculado de forma analítica bajo condiciones normales de trabajo es de 4,29. Este valor puede variar dependiendo de las condiciones ambientales o el lugar de trabajo, ya que, por el principio termodinámico del sistema, el flujo de calor al condensador puede variar hasta un 5% del valor mostrado.
- En la convección natural se obtuvo un coeficiente de $7,3109 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, mientras que en la convección forzada el coeficiente fue de $167,24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, como se conoce el coeficiente de transferencia de calor por convección define la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial, lo que da a entender que en la convección forzada se obtendrá una mayor transferencia de calor, la cual ayuda al refrigerante en el condensador pueda realizar su cambio de fase de una mejor manera y en menor tiempo.
- Para la obtención de la geometría ideal del condensador helicoidal se realizaron 12 simulaciones, las mismas permitieron determinar cuál es el número de espiras requerido sin entrar en sobredimensionamiento, dando como resultados un número de 14 espiras una altura en el condensador de 25 cm y un diámetro del condensador de 20 cm.
- La simulación del proceso de condensación en el software se considera un éxito, en una evaluación interna se detectó un error de 4 % en variables como área superficial en la tubería, El software validó los resultados de temperaturas obtenidas a la salida del condensador siendo este valor de 42.5 °C mismos que equivalen a los calculados teóricamente, otro dato importante que brindó el simulador fue conocer el comportamiento del aire circundante al condensador tanto para convección forzada como convección natural permitiendo conocer una temperatura media de funcionamiento.

RECOMENDACIONES GENERALES

- Se recomienda a la industria abandonar el uso de refrigerantes que ocasionen graves problemas a la capa de ozono sustituyéndolos con refrigerantes no halogenados que disminuyan estos problemas, como el R600a, teniendo en cuenta cuales son las normas de manipulación.
- El campo de la refrigeración no solo doméstica si no también industrial es un sector que no se investiga en el Ecuador, seria de un gran aporte para el avance del país incurrir en las investigaciones necesaria para fabricar los dispositivos en el país.
- En cuanto a la selección de un ventilador adecuado para el dispositivo se recomienda tener en cuenta el consumo energético previniendo inconvenientes en el sistema, por otro lado, es necesario tener un diseño establecido con la ubicación de ventilador asegurando que intervenga con el resto de los componentes.
- En la obtención de una eficiencia óptima en el funcionamiento del refrigerador es de gran importancia el diseño de todos los componentes, de nada serviría si el condensador tiene un buen funcionamiento y el evaporador no lo tiene o a su vez el compresor, de igual manera cuando se seleccione materiales de fabricación.
- Para mayor comprensión de la investigación realizada se sugiere tener fundamentos en estudios de ingeniería que facilitaría la comprensión basta del documento.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. A. Murthy, A. Subiantoro, S. Norris, and M. Fukuta, "A review on expanders and their performance in vapour compression refrigeration systems," *Int. J. Refrig.*, vol. 106, pp. 427–446, 2019.
- [2] Y. Liu and J. Yu, "Performance evaluation of an ejector subcooling refrigeration cycle with zeotropic mixture R290/R170 for low-temperature freezer applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 161, no. July, p. 114128, 2019.
- [3] C. Park, H. Lee, Y. Hwang, and R. Radermacher, "Recent advances in vapor compression cycle technologies," *Int. J. Refrig.*, vol. 60, pp. 118–134, 2015.
- [4] P. A. Domanski, J. Steven Brown, J. Heo, J. Wojtusiak, and M. O. McLinden, "A thermodynamic analysis of refrigerants: Performance limits of the vapor compression cycle," *Int. J. Refrig.*, vol. 38, no. 1, pp. 71–79, 2014.
- [5] M. Virgil, "Sistema De Refrigeracion por Compresion," *Termodinamica*, vol. 1, no. 2, p. 663, 2007.
- [6] Z. Zhang, D. Huang, R. Zhao, and Y. Leng, "Effect of airflow field optimization around spiral wire-on-tube condenser on a frost-free refrigerator performance," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 114, pp. 785–792, 2017.
- [7] P. K. Bansal and T. C. Chin, "Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser ' lisation et optimisation d ' un condenseur a ` tubes et fils Mode," *Int. J. Refrig.*, vol. 26, pp. 601–613, 2003.
- [8] L. Tagliafico and G. Tanda, "Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances," *Int. J. Refrig.*, vol. 20, no. 7, pp. 461–469, 1997.
- [9] J. R. Barbosa and R. A. Sigwalt, "Air-side heat transfer and pressure drop in spiral wire-on-tube condensers," *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 4, pp. 939–951, 2012.
- [10] M. R. Islam, K. A. Jahangeer, and K. J. Chua, "Experimental and numerical study of an evaporatively-cooled condenser of air-conditioning systems," *Energy*, vol. 87, pp. 390–399, 2015.
- [11] X. Hao, C. Zhu, Y. Lin, H. Wang, G. Zhang, and Y. Chen, "Optimizing the pad thickness of evaporative air-cooled chiller for maximum energy saving," *Energy Build.*, vol. 61, pp. 146–152, 2013.
- [12] J. Tamminen, T. Ahonen, J. Ahola, and S. Hammo, "Fan pressure-based testing, adjusting, and balancing of a ventilation system," *Energy Effic.*, vol. 9, no. 2, pp. 425–433, 2016.
- [13] M. Deymi-Dashtebayaz, M. Farahnak, and R. N. B. Abadi, "Energy saving and environmental impact of optimizing the number of condenser fans in centrifugal chillers under partial load operation," *Int. J. Refrig.*, vol. 103, pp. 163–179, 2019.
- [14] G. Wang and M. Liu, "Development of power-based fan airflow stations," *Proc. Energy Sustain. Conf. 2007*, pp. 693–700, 2007.

- [15] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and M. Kanoğlu, *Thermodynamics An Engineering Approach*, Ninth Edit. New York: Mc Graw Hill Education, 2019.
- [16] K. C. Rolfe, *Thermodynamics and heat power*, Sixth edit. PEARSON EDUCATION, 2006.
- [17] C. Borgnakke and R. E. Sonntag, *Fundamentals of Thermodynamics*, Seventh Ed. John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- [18] R. J. Dossat, *Principles of refrigeration*. Tokyo: JOHN WILEY & SONS, INC., 1980.
- [19] A. E. Murguía Rojas and M. J. Flores Belman, “EVALUACIÓN TÉRMICA DE UN REFRIGERADOR DOMÉSTICO USANDO REFRIGERANTE R1234yf,” no. 1, pp. 1855–1858.
- [20] J. M. Franco, *Manual de Refrigeración*. Barcelona: Editorial Reverté, 2012.
- [21] M. J. Moran, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Fourth Ed. Barcelona: Editorial Reverté, S.A., 2018.
- [22] J. Cano, *Manipulación de equipos con gases fluorados: temario formativo I*, 3ra edición. Barcelona: Cano Pina, 2017.
- [23] Y. Camaraza-Medina, O. M. Cruz-Fonticiella, and O. F. García-Morales, “Obtención de un modelo para la determinación del coeficiente medio de transferencia de calor por condensación en sistemas ACC,” *Tecnol. Química*, vol. 38, no. 1, pp. 195–208, 2018.
- [24] H. Perez Montiel, *Física 2 para Bachilleratos tecnológicos*, 1ra Edición. México: Grupo Editorial Patria, 2015.
- [25] J. P. Holman, *TRANSFERENCIA DE CALOR*, Octava ed. Madrid: MCGRAW-HILL, 2000.
- [26] Y. Camaraza Medina, *Introducción a la termotransferencia*. Habana: Editorial Universitaria, 2017.
- [27] R. A. Havreila, *Fundamentos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire*. Mexico, D.F: Graw-Hill Interamericana, 1983.
- [28] R. González Cartas, “Diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba, a partir del método de la Temperatura Media Logarítmica (LMTD),” 2018.
- [29] Y. C. Medina, O. Miguel, and C. Fonticiella, “Predicción de la presión de salida de una turbina acoplada a un condensador de vapor refrigerado por aire,” pp. 50–61, 2018.
- [30] J. Cano, *Manipulación de equipos con gases fluorados: temario formativo 2*, 2a. ed., vol. 2. Barcelona: Cano Pina, 2017.
- [31] A. Rocha Molina, H. Castañeda Gómez, J. Salcedo Naizir, L. De La Cruz Natera, and J. Roldán McKinley, “Diseño de un banco de pruebas para ventiladores axiales en serie, norma ANSI/AMCA 210,” *Sci. Tech.*, vol. 22,

no. 4, pp. 320–329, 2017.

- [32] U. Sánchez Domínguez, *Máquinas Hidráulicas*. Alicante: Editorial Club Universitario, 2013.
- [33] A. L. Díaz, R. Z. Espinosa, and E. M. Benítez, “ESTUDIO DE VENTILADOR AXIAL : RELACIÓN ENTRE FLUJO VOLUMÉTRICO Y PRESIÓN ACÚSTICA AXIAL FAN STUDY : RELATIONSHIP BETWEEN VOLUMETRIC Resumen,” vol. 41, no. 134, pp. 1121–1135, 2019.
- [34] C. A. Echeverri Londoño, *Ventilación industrial*. Bogota: Ediciones de la U, 2011.
- [35] S. de las Heras, *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2011.
- [36] R. T. Guzman Larico, “OPTIMIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO ACÚSTICO EN VENTILADORES AXIALES MEDIANTE LA APLICACIÓN DE UN DISPOSITIVO AERODINÁMICO EN EL ROTOR.,” *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013.
- [37] C. Heard and M. Rodríguez-Toral, “Aplicación de ‘ bafles ’ helicoidales y tubos de bajo ‘ aletado ’ al enfriamiento de gases. The use of helical baffles and low finned tubes in gas cooling,” p. 12, 2012.
- [38] A. J. Mendoza Ramírez, *Eficiencia energética en las instalaciones de climatización en los edificios (UF0566)*. Malaga: IC Editorial, 2014.
- [39] Y. A. ÇENGEL and A. J. GHAJAR, *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA. Fundamentos y aplicaciones*, Cuarta edi. México, D.F.: MCGRAW-HILL, 2011.
- [40] F. Henao Robledo, *Riesgos físicos III: temperaturas extremas y ventilación*, 2a. ed. Bogota: Ecoe Ediciones, 2013.
- [41] M. J. Montes Pita, *Teoría y problemas de transmisión de calor*. UNED - Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2015.
- [42] Colegio24hs, *Temperatura y calor*, vol. 74–80. Colegio24hs, 2004.
- [43] Andina, “Proceso de convección,” *Energía*, 2018.
- [44] J. A. Benítez, Fernández and C. Sánchez, Corrochano, *Fundamentos de transmisión de calor*. Dextra Editorial, 2014.
- [45] M. J. Montes Pita, M. Muñoz Domínguez, and A. Rovira de Antonio, *Ingeniería térmica*. Madrid: UNED - Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2014.
- [46] M. J. Ribot and J. N. Anmella, *Guía rápida de necesidades térmicas para calefacción y aire acondicionado*. Barcelona: Ediciones Experiencia, 2010.
- [47] W. L. McCabe, J. C. Smith, and P. Harriott, *Operaciones básicas de ingeniería química*, Cuarta edi. McGraw-Hill Interamericana, 1991.
- [48] B. N. S. Monserrath, C. V. J. Carlos, L. S. Orozco Cantos, and E. Á. Jácome Domínguez, “Análisis del funcionamiento de sistemas de refrigeración por

- compresión y absorción,” *Obs. la Econ. Latinoam.*, no. 1696–8352, p. 20, 2018.
- [49] A. Quiroga González and F. Acuña Garrido, *Termodinámica: solución de casos mediante el uso de Aspenhysis*. Barranquilla: Universidad del Norte, 2014.
 - [50] G. A. Jaén, R. Carreras, and P. Colomer, *Tecnología energética y medio ambiente II*, Primera ed. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2006.
 - [51] K. Wark and D. Richards, *Termodinámica*, 6ta Edició. Mexico, D.F: Editorial Mc Graw-Hill, 2001.
 - [52] J. M. Fernández Oro, *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos*. Barcelona: Editorial Reverté, 2012.
 - [53] A. Brief, “Thermal Management : A Critical CFD App You Have to Get Right,” pp. 1–8, 2017.
 - [54] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, “Transferencia de calor y masa 4ta Edición,” p. 945, 2007.
 - [55] “Mecanismos de transmisión de calor (CONDUCCION, CONVECCION, RADIACION),” pp. 1–23, 2013.
 - [56] J. F. Valdez Salazar, “DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR,” *Univ. Auton. Nuevo Leon*, 2001.
 - [57] A. Broatch Jacobi, J. Galindo Lucas, and R. Payri Marín, *Problemas de ingeniería térmica*. Editorial de la Universidad Politécnica de Valencia, 2011.
 - [58] J. Cabanzón Labat, “Design and Analysis of a Heat Exchanger,” p. 73, 2018.
 - [59] Kreith, *Principios de Transferencia de Calor*, vol. 1. 2015.
 - [60] Crane, *Flujo de fluidos: en válvulas, accesorios y tuberías*. McGraw-Hill Interamericana, 1987.
 - [61] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition*. 2013.
 - [62] B. V. Karlekar and R. M. Desmond, *Transferencia De Calor*, 2 Da Ed. McGRAW-HILL.
 - [63] S. Chanes, J., Gómez, O., Balderas, F., Maris, “Engineering and Transport Phenomena Applications To Convective Heat Transfer Study for Canned Foods,” *Rev. Mex. Ing. Química*, vol. 4, no. 1, pp. 89–106, 2005.
 - [64] S. C. Garc, “Conceptos fundamentales y ecuaciones de balance,” pp. 1–63.
 - [65] Á. Santamaría, “Simulación numérica de convección natural en régimen turbulento,” pp. 16–17, 2016.
 - [66] H. S. Irving, *Mecánica de fluidos*, Tercera Ed. Mc Graw Hill, 1995.
 - [67] I. N. G. Osvaldo and R. Lopez, “Rendimiento en la transferencia de calor de un intercambiador de calor geotérmico utilizando una geometria hibrida en el

intercambiador de calor geotérmico,” 2015.

- [68] A. S. Baqir, H. B. Mahood, and A. R. Kareem, “Optimisation and evaluation of NTU and effectiveness of a helical coil tube heat exchanger with air injection,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 14, no. May, p. 100420, 2019.
- [69] S. Saleem, O. Sarfraz, C. R. Bradshaw, and C. K. Bach, “Development of Novel Experimental Infrastructure for Collection of High-Fidelity Experimental Data for Refrigerant to Air Heat Exchangers,” *Int. J. Refrig.*, 2020.
- [70] H. Lee, *Thermal Design: Heat Sinks , Thermoelectrics , Heat Pipes , Compact Heat Exchangers , and Solar Cells*. John Wiley & Sons, Inc, 2011.
- [71] R. Grimm, Nils and R. C. Rosaler, *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Volumen I*. Madrid: McGraw-Hill Interamericana, 1996.
- [72] A. Luszczewski, “Redes industriales de tuberías: bombas para agua, ventiladores y compresores,” Mexico, D.F: Reverté Ediciones, S.A., 1999.
- [73] Organización de los Estados Americanos, *Guía de maestros para Integrar el Aprendizaje de Energía Sostenible*. 2015.
- [74] N. O. Armijos Correa and L. D. Morales Muyulema, “Diseño y construcción de un sistema de calentamiento de agua para la curtiduría cueros y cueros,” 2012.
- [75] A. S. Puttewar and A. M. Andhare, “Design and Thermal Evaluation of Shell and Helical,” pp. 416–423, 2015.
- [76] D. H. Kang, S. I. Na, J. W. Yoo, J. H. Lee, and M. S. Kim, “Experimental study on the performance of a steam generation heat pump with the internal heat exchanging effect,” *Int. J. Refrig.*, vol. 108, pp. 154–162, 2019.
- [77] M. B. Nugroho, “Tubos de Cobre,” *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013.
- [78] Productos Nacobre, “Manual Técnico Nacobre,” p. 121, 2010.
- [79] T. S.A.S, “TUVALREP,” *Tubería de Cobre Flexible Tipo L Nacobre*, 2019. [Online]. Available: <https://tuvalrep.com.co/producto/tuberia-de-cobre-flexible-nacobre/>.
- [80] F.-C. Software, “Engineering Equation Solver.”
- [81] N. Jamshidi, M. Farhadi, D. D. Ganji, and K. Sedighi, “Experimental analysis of heat transfer enhancement in shell and helical tube heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 644–652, 2013.
- [82] A. H. Tarrad, F. A. Saleh, and D. M. Mahmood, “A Thermal Assessment for Vertical Helical Immersion Coil Evaporator in a Water Chiller,” vol. 2, no. 5, pp. 62–73, 2015.
- [83] W. McCabe, C. S. Smith, and P. Harriot, *Operaciones unitarias en ingeniería química*. 2008.

- [84] Danfoss, “Aplicación práctica del refrigerante R600a isobutano en sistemas refrigerados domésticos,” *Refrig. air Cond.*, p. 10, 2001.
- [85] O. Flores, V. Velázquez, M. Meza, H. Horacio, D. Juárez, and J. Hernández, “ESTIMATION OF THE CONDENSATION HEAT TRANSFER COEFFICIENT FOR STEAM WATER AT LOW PRESSURE IN A COILED DOUBLE TUBE CONDENSER INTEGRATED TO A HEAT TRANSFORMER,” 2013.
- [86] C. O. N. E. L. Medio, “Catálogo General Sodeca,” vol. 09, p. 349, 2018.
- [87] LG Electronics Inc., “Inverter Compressor Technology,” 2013.
- [88] M. Inaipil, “Análisis Fluido Dinámico de un Flujo de Burbujas Mediante CFD,” p. 162, 2015.
- [89] L. F. Durán Vinuesa, “Análisis y desarrollo de la simulación termo-hidráulica de flujo multifase en CFD con ANSYS Fluent ®,” 2017.

ANEXOS

Anexo 1. Ficha técnica tubería tipo L

Manual Técnico

2.1.2. Tubería tipo "L"

Es un tipo de tubería a usarse en instalaciones hidráulicas en condiciones severas de servicio y seguridad que la tipo "M"; ejemplo: en instalaciones de gases medicinales y combustibles, vapor, aire comprimido, en calefacción, refrigeración, tomas de agua domiciliarias, etc.

Nota: Flujo obtenido con una presión de 10PSI., en una longitud de 25mts.

Característica	Tubería Tipo "L"
Temple	Rígido
Color de identificación	Azul
Grabado (bajo relieve)	Sí
Longitud del tramo	6.10 m
Diámetros	1/4" a 4"

Tubería de cobre de temple rígido Tipo "L"

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Pulgadas milímetros	Lb/pie kg/m	libras kilogramos	PSI kg/cm ²	PSI kg/cm ²	G. P. M. L. P. M.
1/4"	0.375"	0.315"	0.030"	0.126	2.524	7,200	1,440	
6.35 mm	9.525	8.001	0.762	0.187	1.146	506.16	101.23	
3/8"	0.500"	0.430"	0.035"	0.198	3.965	6,300	1,260	1.873
9.50 mm	12.700	10.922	0.889	0.295	1.800	442.89	88.57	7.089
1/2"	0.625"	0.545"	0.040"	0.285	5.705	5,760	1,152	3.656
12.7 mm	15.875	13.843	1.016	0.424	2.590	404.92	80.98	13.493
3/4"	0.875"	0.785"	0.045"	0.455	9.110	4,632	926	9.600
19 mm	22.225	19.939	1.143	0.678	4.136	325.62	65.09	36.336
1"	1.125"	1.025"	0.050"	0.655	13.114	4,000	800	19.799
25 mm	28.575	26.035	1.270	0.976	5.954	281.20	56.24	74.94
1 1/4"	1.375"	1.265"	0.055"	0.885	17.700	3,600	720	35.048
32 mm	34.925	32.131	1.397	1.317	8.036	253.08	50.61	132.660
1 1/2"	1.625"	1.505"	0.060"	1.143	22.826	3,323	664	56.158
38 mm	41.275	38.227	1.524	1.698	10.363	233.60	46.67	212.560
2"	2.125"	1.985"	0.070"	1.752	35.042	2,965	593	119.099
51 mm	53.975	50.419	1.778	2.608	15.909	208.43	41.68	450.790
2 1/2"	2.625"	2.485"	0.080"	2.483	49.658	2,742	548	214.298
64 mm	66.675	62.611	2.032	3.695	22.545	192.76	38.52	811.120
3"	3.125"	2.945"	0.090"	3.332	66.645	2,592	518	347.397
76 mm	79.375	74.803	2.286	4.962	30.257	182.21	36.41	1,314.90
4"	4.125"	3.905"	0.110"	5.386	107.729	2,400	480	747.627
102 mm	104.775	99.187	2.794	8.017	48.909	168.72	33.74	2,829.77

Anexo 2. Ficha técnica ventilador

HEP HEPT



HEP



HEPT

HEP: Ventiladores helicoidales murales, con motor IP65
HEPT: Ventiladores helicoidales tubulares, con motor IP65

Ventiladores helicoidales murales (HEP) y tubulares (HEPT), con hélice de plástico reforzada en fibra de vidrio.

Ventilador:

- Dirección aire motor-hélice
- Hélice en poliamida 6 reforzada con fibra de vidrio
- HEP: Marco soporte en chapa de acero
- HEP: Rejilla de protección contra contactos según norma UNE 100250
- HEPT: Envolvente tubular en chapa de acero
- HEPT: Caja de conexión en el exterior, protección IP65

Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP65
- Monofásicos 220V, 60Hz., y trifásicos 220/380V, 60 Hz.
- Temperatura de trabajo: -25°C. +60°C., motores de 4-6-8 polos y -25°C. +45°C., motores de 2 polos

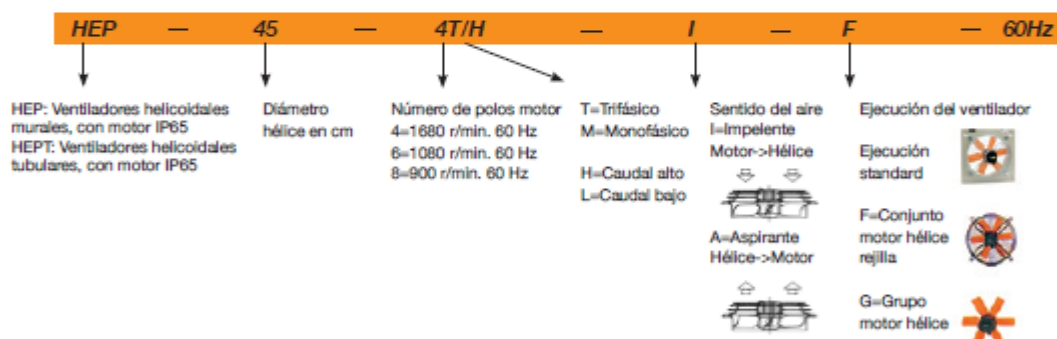
Acabado:

- Anticorrosivo en resina de poliéster polimerizada a 190°C, previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos.

Bajo demanda:

- Conjunto motor, hélice y rejilla (versión F)
- Grupo motor hélice (versión G)
- Dirección aire hélice-motor
- Bobinados especiales para diferentes tensiones

Código de pedido



Características técnicas

60Hz

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)		Potencia absorb. desc. libre (W)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)	
		220V	380V				HEP	HEPT
HEP-25-2T/H	3336	1,3	0,75	250	2300	64	5,3	-
HEP-25-2M/H	3300	1,95	-	285	2300	64	5,3	-
HEP-25-4T/H	1740	0,69	0,4	87	1250	52	4,5	-
HEP-25-4M/H	1728	0,65	-	100	1250	52	4,5	-
HEP-31-2T/H	3168	1,54	0,89	495	4000	74	7	7,4
HEP-31-2M/H	3168	2,3	-	515	4000	74	7	7,4
HEP-31-4T/H	1692	0,69	0,4	115	2400	55	5,7	6,2
HEP-31-4M/H	1692	0,75	-	140	2400	55	5,7	6,2
HEP-31-4T/L	1716	0,69	0,4	100	1950	54	5,1	-
HEP-31-4M/L	1704	0,7	-	110	1950	54	5,1	-
HEP-35-2T/H	3348	2,16	1,25	650	6020	76	8,8	9,4
HEP-35-2M/H	3210	2,8	-	690	6020	76	8,8	9,4

Anexo 3. Propiedades del aire a presión de 1 atm

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Anexo 4. Ficha técnica compresor

Refrigerant	Series	Model	Speed range	Speed	Operating condition								Dimension	
					Te/Tc = -23.3/54.4°C, RT32°C					Te/Tc = -29/31°C, RT25°C				
					Capacity		EER	COP	Capacity		EER	COP		
					[rpm]	[rpm]	[Btu/hr]	[Watts]	[Btu/Whr]	[W/W]	[Btu/hr]	[Watts]	[Btu/Whr]	[W/W]
R600a	BMA	BMA098NAMV	1,200-4,500	4,500	915	268	-	-	801	234	-	-	172	
				3,000	627	184	6.76	1.98	548	161	7.77	2.28		
				1,800	376	110	7.10	2.08	329	96	8.17	2.39		
				1,500	318	93	6.80	1.99	278	81	7.82	2.29		
		BMA098NHMV	1,200-4,500	4,500	915	268	-	-	801	234	-	-	172	
				3,000	627	184	6.46	1.89	548	161	7.43	2.18		
				1,800	376	110	6.80	1.99	329	96	7.82	2.29		
				1,500	318	93	6.50	1.90	278	81	7.48	2.19		
		BMA121NAMV	1,200-4,500	4,500	1,115	327	-	-	976	286	-	-	172	
				3,000	810	237	6.66	1.95	709	208	7.66	2.24		
				1,800	486	142	7.00	2.05	425	125	8.05	2.36		
				1,500	392	115	6.90	2.02	343	100	7.94	2.32		
	BMG	BMG069NAMV	1,200-4,500	4,500	566	166	-	-	497	146	-	-	139	
				3,000	443	130	7.02	2.06	388	114	8.12	2.38		
				1,800	265	78	7.35	2.15	233	68	8.50	2.49		
				1,500	221	65	7.29	2.14	194	57	8.42	2.47		
		BMG069NHMV	1,200-4,500	4,500	566	166	-	-	497	146	-	-	139	
				3,000	443	130	6.33	1.86	388	114	7.32	2.15		
				1,800	265	78	6.62	1.94	233	68	7.66	2.24		
				1,500	221	65	6.56	1.92	194	57	7.57	2.22		
		BMG089NAMV	1,200-4,500	4,500	731	214	-	-	642	188	-	-	139	
				3,000	570	167	7.10	2.08	502	147	8.31	2.44		
				1,800	341	100	7.43	2.18	300	88	8.70	2.55		
				1,500	287	84	7.37	2.16	249	73	8.63	2.53		
		BMG089NHMV	1,200-4,500	4,500	731	214	-	-	641	188	-	-	139	
				3,000	571	167	6.39	1.87	501	147	7.48	2.19		
				1,800	343	100	6.71	1.96	300	88	7.80	2.30		
				1,500	285	84	6.63	1.94	250	73	7.76	2.27		
		BMG110NAMV	1,200-4,500	4,500	884	259	-	-	775	227	-	-	139	
				3,000	681	200	7.02	2.06	597	175	8.16	2.39		
				1,800	420	123	7.27	2.13	369	108	8.45	2.48		
				1,500	350	103	7.35	2.15	307	90	8.55	2.51		
		BMG110NHMV	1,200-4,500	4,500	884	259	-	-	775	227	-	-	139	
				3,000	681	200	6.32	1.85	597	175	7.35	2.15		
				1,800	420	123	6.54	1.92	369	108	7.60	2.23		
				1,500	350	103	6.62	1.94	307	90	7.70	2.26		

Anexo 5. Propiedades del refrigerante r600a

ANTON R600a

Denominación comercial: R600a

Nº ASHRAE del gas: R600a

Fórmula química: HC formado por:
100% de R600a (Isobutano)

Sustituto indirecto del R12.

Azeotrópico.

Aplicaciones:
Heladeras familiares. Pequeños
refrigeradores comerciales.
Para media y alta temperatura
de evaporación.

anton
eco



Lubricante:
Aceite mineral, alquilbenceno
y polioléster.

Temperatura de ebullición:
a 1Atm = 1,013 bar -11.6°C

Temperatura de deslizamiento:
Glide = 0°C

Destrucción de capa de ozono:
ODP = 0

Recalentamiento global:
GWP = 3

Clasificación de seguridad:
No tóxico, explosivo. A3

CARACTERÍSTICAS

• El isobutano o R-600A, es un hidrocarburo que se utiliza en algunos equipos de refrigeración, como neveras domésticos, o pequeños aparatos de frío comercial. El R-600A tiene una capacidad volumétrica inferior en un 50% al R-12 o al R-134A, por lo que no se puede considerar un sustituto de estos.

• Es muy importante cuando se trabaja con refrigerantes del tipo hidrocarburo que estos sean de alta pureza, ya que cualquier proporción con otras impurezas, como sulfuros, agua, etc, pueden contribuir a la degradación de los aceites lubricantes de la instalación, rotura de compresores, etc.

También ocurre a veces, que si el hidrocarburo no es de alta pureza, pueden ir mezclados con él otros hidrocarburos, pudiendo variar drásticamente las propiedades físicas y termodinámicas del hidrocarburo original. El isobutano que se utiliza en aplicaciones de refrigeración, no está odorizado como los de uso doméstico (el hidrocarburo doméstico se odoriza para que sea rápidamente detectable en el caso de una fuga), no siendo fácilmente detectable en caso de fugas.

APLICACIONES

- Refrigeración familiar.
- Pequeños refrigeradores comerciales.

LUBRICANTE

- AM - Aceite mineral
- AB - Alquil Benceno
- AM + AB - Aceite semisintético
- POE - Poliolester
- PAG - Polioalquilenglicol
- PAO - Polialfaolefina

BENEFICIOS

- Alternativa del R-12 para instalaciones nuevas.
- Muy bajo consumo energético.
- Muy buena solubilidad con todo tipo de lubricantes. (Se recomienda utilizar aceites con mayor viscosidad).

TABLA DE PRESIÓN / TEMPERATURA

Temp. (°C)	R600a
-50	-
-48	-
-46	-
-44	-
-42	-
-40	-
-38	-
-36	-
-34	-
-32	-
-30	-
-28	-
-26	-
-24	-
-22	-
-20	0.72
-18	0.78
-16	0.85
-14	0.92

Temp. (°C)	R600a
-12	1.00
-10	1.08
-8	1.17
-6	1.26
-4	1.35
-2	1.46
0	1.56
2	1.68
4	1.80
6	1.93
8	2.06
10	2.20
12	2.35
14	2.51
16	2.67
18	2.84
20	3.02
22	3.21
24	3.40

Temp. (°C)	R600a
26	3.61
28	3.82
30	4.04
32	4.28
34	4.52
36	4.77
38	5.03
40	5.31
42	5.59
44	5.89
46	6.20
48	6.51
50	6.84
52	7.19
54	7.54
56	7.91
58	8.29

(Presión: Bares manométricos)

PROPIEDADES FÍSICAS

Temperatura de evaporación: -11.8 (°C)

Calor específico del líquido a 30°C: 2.49 (Kj/Kg K)

Calor específico del vapor a 30°C: 1.86 (Kj/Kg K)

Densidad del líquido a 30°C: 0.545 (Kg/m3)

Conductividad térmica del líquido a 20°C: 0.098 (W/m°C)

Conductividad térmica del vapor a 30°C y 1 bar: 0.017 (W/m°C)

Calor específico del líquido a 30°C: 2.49 (Kj/Kg K)

Calor específico del vapor a 30°C: 1.86 (Kj/Kg K)

Viscosidad del líquido a 30°C: 0.14 (cP)

WWW.REFRIGERANTESANTON.COM.AR

Anexo 5. Curva del refrigerante R600a

